

# MÜHENDİS VE MAKİNA

## ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3402 E-ISSN 2667-7520



tmmob makina mühendisleri odası yayın organı

[www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina)

TÜRKİYE'DEKİ FARKLI İLLER İÇİN ŞEBEKEYE BAĞLI ARAZI VE ÇATI TİPİ LİSANSIZ FOTOVOLTAİK GÜÇ SANTRALLERİNİN TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ

DİNAMİK MİKROAKIŞKAN HÜCRE KÜLTÜRÜ PLATFORMLARINDA DİFÜZYON-KONVEKSİYON PROSESLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELLEMESİ

PERFORMANCE MODELLING OF LANDING GEAR AND SUSPENSION SYSTEM OF A FLYING CAR FOR LANDING AND BUMP PASSING MANOEUVRES

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF LOADING ON FATIGUE LIFE BY COMPARING STRAIN GAUGE MEASUREMENTS AND FINITE ELEMENT ANALYSIS UNDER GRADUALLY INCREASING LOAD IN AN AXLE HOUSING

KONDENSTOPLARIN ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİLERİ VE ENERJİ MALİYET ANALİZİ: BİR TEKSTİL FİRMASI ÖRNEĞİ

ECCENTRICITY IN A HORIZONTAL LATENT THERMAL ENERGY STORAGE UNIT: EFFECTS OF INNER TUBE GEOMETRY

ÖZGÜN BİR BACA GAZI KONDENSERİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

PARABOLİK OLUK GÜNEŞ TOPLAYICILARININ SİMÜLASYONU VE ANLIK ISIL PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

EPOKSİ ESASLI POLİMERİK KAPLAMALARIN AŞINMA DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ



tmmob makina mühendisleri odası  
*uctea chamber of mechanical engineers*

[www.tmmob.org.tr/muhendismakina](http://www.tmmob.org.tr/muhendismakina)

# Mühendis ve Makina

Engineer and Machinery

**Cilt 63**

Volume 63

**Sayı 709**

Number 709

**Ekim-Aralık 2022**

October-December 2022

# TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

Yerel Süreli Yayın, Üç Ayda Bir Yayımlanır  
Local Periodical - Quarterly

**Ekim-Aralık / October-December2022**

**Cilt / Vol: 63 Sayı / No: 709**

**Yönetim Yeri / Head Office**

Meşrutiyet Cad. No: 19/6 Kızılay - ANKARA  
Tel: (+90 312) 425 21 41 Fax: (+90 312) 417 86 21  
E-posta: yayin@mno.org.tr www.mno.org.tr

**MMO Adına Sahibi**

Publisher  
Yunus YENER

**Sorumlu Yazı İşleri Müdürü**

Executive Editor  
Yunus YENER

**Yayın Sekreteri**

Editorial Secretary  
Ceren YILMAZ ARAS

**Editör / Editorial in Chief**

*Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK*

**Editör Yardımcıları / Associate Editors**

Prof. Dr. L. Berrin ERBAY - *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Eskişehir Osmangazi University*  
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ - *Çankaya Üniversitesi / Çankaya University*

**Yayın Danışma Kurulu / Editorial Advisory Board**

Prof. Dr. C. Erdem İMRAK - *İstanbul Teknik Üniversitesi / Istanbul Technical University, İstanbul*  
Prof. Dr. Erdiñç KALUÇ - *Kocaeli Üniversitesi / Kocaeli University, İzmit*  
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR - *Ege Üniversitesi / Ege University, İzmir*  
Prof. Dr. Hikmet RENDE - *Akdeniz Üniversitesi / Akdeniz University, Antalya*  
Prof. Dr. Ali PINARBAŞI - *Yıldız Teknik Üniversitesi / Yıldız Technical University, Antalya*  
Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ - *Gaziantep Üniversitesi / Gaziantep University, Gaziantep*  
Prof. Dr. E. İlhan KONUKSEVEN - *Orta Doğu Teknik Üniversitesi / Middle East Technical University, Ankara*  
Prof. Dr. Erol KILIÇKAP - *Dicle Üniversitesi / Dicle University, Diyarbakır*  
Prof. Dr. Mustafa YURDAKUL - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Prof. Dr. Mirosław BONEK - *Silesian University of Technology, Poland*  
Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU - *Karadeniz Teknik Üniversitesi / Karadeniz Technical University, Trabzon*  
Prof. Dr. Leszek A. DOBRZANSKI - *Silesian University of Technology, Poland*  
Prof. Dr. Ö. Altan DOMBAYCI - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*  
Prof. Dr. Halim GÜRGENCI - *Queensland Üniversitesi / The University of Queensland, Australia*  
Prof. Dr. Hyung-MAN KIM - *Power System and Sustainable Energy Laboratory (PSSSEL), South Korea*  
Prof. Dr. Basim AL-NAJJAR - *Linnaeus University, Sweden*  
Prof. Dr. Barış ÖZERDEM - *İzmir Ekonomi Üniversitesi / Izmir University of Economics, İzmir*  
Prof. Dr. Melih Cemal KUŞHAN - *ESOGÜ / Eskişehir Osmangazi University, Eskişehir*  
Doç. Dr. Tunç APATAY - *Gazi Üniversitesi / Gazi University, Ankara*  
Doç. Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU - *TED Üniversitesi / TED University, Ankara*  
Dr. Öğr. Üye. Nurdan BİLGIN - *Ondokuz Mayıs Üniversitesi / Ondokuz Mayıs University, Samsun*  
Dr. Öğr. Üye. Kutluk Bilge ARIKAN - *TED Üniversitesi / TED University, Ankara*  
Dr. Varlık ÖZERCİYES - *AIRBUS, UK*

**Yayın Kurulu / Editorial Board**

- Prof. Dr. Metin AKKÖK - *Orta Doğu Teknik Üniversitesi / Middle East Technical University, Ankara*  
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ - *Çankaya Üniversitesi / Cankaya University, Ankara*  
Prof. Dr. L. Berrin ERBAY - *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi / Eskisehir Osmangazi University, Eskişehir*  
Prof. Dr. Cemal MERAN - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*  
Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK - *Pamukkale Üniversitesi / Pamukkale University, Denizli*  
Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA - *Trakya Üniversitesi / Trakya University, Edirne*  
Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN - *Dicle Üniversitesi / Dicle University, Diyarbakır*

**Kapak ve Sayfa Tasarımı**

Cover and Page Design  
Muazzez POLAT

**Teknik Sorumlu**

Technical Manager  
Mehmet AYDIN

**Baskı**

Printed by  
Ankamat Matbaacılık Sanayi Ltd. Şti.  
30. Cadde 538. Sokak No: 60 İvedik Organize Sanayi - Ankara  
Tel: (+90 312) 394 54 94  
Basım Tarihi: 2 Aralık 2022  
Baskı Sayısı: 1.000

# Mühendis ve Makina

*Engineer and Machinery*

**Cilt 63**  
Volume 63

**Sayı 709**  
Number 709

**Ekim-Aralık 2022**  
October-December 2022

## İÇİNDEKİLER/CONTENTS

Araştırma/Research

**Türkiye'deki Farklı İller İçin Şebekeye Bağlı Arazi ve Çatı Tipi Lisanssız Fotovoltaik Güç Santrallerinin Tekno-Ekonomik Analizi** 560  
*Techno-Economic Analysis of Grid-Connected Rooftop and Land Types of Unlicensed Photovoltaic Power Plants For Different Cities in Turkey*  
**Celalettin BAKIR, Ahmet YILANCI**

Araştırma/Research

**Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformlarında Difüzyon-Konveksiyon Proseslerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modellemesi** 585  
*Computational Fluid Dynamics Modeling of Diffusion-Convection Processes on Dynamic Microfluidic Cell Culture Platforms*  
**Ece YILDIZ ÖZTÜRK**

Araştırma/Research

**Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres** 616  
*Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres*  
**Murat ÖTKÜR, Ali DİNÇ**

Araştırma/Research

**Investigation of the Effect of Loading on Fatigue Life by Comparing Strain Gauge Measurements and Finite Element Analysis Under Gradually Increasing Load in An Axle Housing** 633  
*Bir Diferansiyel Kovanında Kademeli Artan Yükleme Koşulları Altında Gerinim Ölçer Ölçümleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Kıyaslanarak Yükleminin Yorulma Ömrüne Etkisinin İncelenmesi*  
**Tuğçe ALTINKAYA, Olcay DAĞCI, Fatma DİLAY AKSOY, Mehmet Onur BALCI**

- Kondenstopların Enerji Verimliliğine Etkileri ve Enerji Maliyet Analizi: Bir Tekstil Firması Örneği** 651  
*Impact of Steam Traps On Energy Efficiency and Energy Cost Analysis: The Case of a Textile Factory*  
**Hakan KAVAK, Nimeti DÖNER**

- Eccentricity in a Horizontal Latent Thermal Energy Storage Unit: Effects of Inner Tube Geometry** 672  
*Bir Yatay Gizli Isıl Enerji Depolama Biriminde Eksantriklik: İç Boru Geometrisinin Etkileri*  
**Özgür BAYER**

- Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi** 689  
*Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser*  
**Karani KURTULUŞ**

- Parabolik Oluk Güneş Toplayıcılarının Simülasyonu ve Anlık Isıl Performanslarının İncelenmesi** 709  
*Simulation of Parabolic Trough Solar Collectors and Investigation of Instant Thermal Performance*  
**Abdulvahap YİĞİT, Nurullah ARSLANOĞLU**

- Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Aşınma Davranışlarının İncelenmesi** 726  
*Investigation of Wear Behaviour of Epoxy-Based Polymeric Coatings*  
**Elif Tuğçe YALNIZ, Tezcan ŞEKERCİOĞLU, Ahmet Can YILDIZ**

---

TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın Organı olan Mühendis ve Makina dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası üyelerine ücretsiz olarak gönderilir. 1957 yılından beri yayımlanan dergimiz, **hakemli** bir dergidir. Dergimizle ilgili detaylı bilgi almak için [www.mmo.org.tr](http://www.mmo.org.tr) genel ağ adresinden yararlanabilirsiniz. Telefon, faks veya e-posta aracılığıyla da bize ulaşabilirsiniz.

---

*Dergimizin yer aldığı veritabanları*



# SUNUŞ

Değerli Meslektaşlarımız Merhaba,

**Mühendis ve Makina** dergimizin bu sayısındaki ilk makale **Celalettin Bakır** ve **Ahmet Yılanca**'nın "Türkiye'deki Farklı İller İçin Şebekeye Bağlı Arazi ve Çatı Tipi Lisanssız Fotovoltaik Güç Santrallerinin Tekno-Ekonomik Analizi" başlıklı makalesidir. Türkiye'de yenilenebilir enerji kaynaklarından elektrik enerjisi üretimi için lisanssız kuruluşlar artarak devam etmektedir. Özellikle elektrik fiyatlarına gelen yüksek oranlı zamlar, tüketicilerin yatırımlarını yenilenebilir enerji kaynaklarına doğru yönlendirmesini sağlamıştır. Bu çalışmada, 1215 kWp/1000 kWe güçlerinde hem arazi hem de çatı kurulumu olarak tasarlanan şebekeye bağlı lisanssız güneş enerjisinden elektrik üretim santrallerinin Türkiye'nin farklı iklim koşullarına sahip 7 şehri için (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya ve Samsun), tekno-ekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerin teknik kısmı PVsyst simülasyon programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca tüm şehirler için seviyelendirilmiş enerji maliyeti, net bugünkü değer, iç kârlılık oranı, proje ve öz kaynak geri dönüşleri hesaplanmıştır. Ekonomik analizde, %100 mahsuplaşma, %50 mahsuplaşma-%50 elektrik satış ve %100 elektrik satış opsiyonları kullanılmıştır. Yıllık enerji üretiminde en yüksek değer 1988 MWh/yıl ile Antalya da arazi kurulumunda, en düşük değer ise 1234 MWh/yıl ile Samsun'da çatı kurulumunda elde edilmiştir. Sistem performans oranında en yüksek değer %80.07 ile Ağrı'da çatı kurulumunda, en düşük değer ise %75.92 ile Antalya'da arazi kurulumunda elde edilmiştir. Tüm senaryolar ele alındığında, net bugünkü değer ve iç kârlılık oranı en yüksek Antalya için olmuştur.

İkinci makalemiz, **Ece Yıldız Öztürk**'ün "Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformlarında Difüzyon-Konveksiyon Proseslerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modellemesi" adlı çalışmasıdır. Mikroakışkan tabanlı biyokimyasal analizler, hücre ve doku mühendisliğindeki son gelişmeler, mikroakışkan sistemler içinde uzaysal-zamansal olarak kütle transferinin kontrol edilmesine dayanmaktadır. Mikroakışkan sistemler ile hücresel mikroçevrenin kontrol edilmesi ve doku benzeri yapıların taklit edilmesinin yanı sıra, yüksek verimli analizlerin gerçekleştirilmesinde de oldukça kullanışlı araçlardır. Bu sistemler biyoaktif moleküllerin, nütrientlerin, büyüme faktörlerinin ve diğer hücresel regülatör moleküllerin konsantrasyon gradientlerinin zamana ve konuma bağlı olarak kontrol etme potansiyeline sahiptir. Bu nedenle mikrosistemlerde biyomoleküllerin taşınım olaylarının modellenmesi, mikroakışkan platformların tasarımını ve kantitatif biyolojik analizleri kolaylaştıran değerli ve kullanışlı bir analitik araçtır. Geliştirilen analitik model mikroakışkan sistem tasarımına rehberlik ettiğinden; maliyetli ve zaman alıcı deneyler minimuma indirilebilmekte; tasarım süreci verimliliği ve etkinliği artırılabilir.

Çalışma kapsamında ilaç taşınım uygulamalarına yönelik tek kanallı mikroakışkan platformda biyomoleküllerin difüzyon ve konveksiyon proseslerine vurgu yaparak kütle transferi profilini gösteren analitik bir model oluşturulmuştur. Mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinin hücresel fizyolojik ortamların akış dinamiğini taklit edebilmesi için pulsatil laminar sıvı akışını sağlayabilen peristaltik pompa ile sistem kurulmuştur. Dinamik akış koşulları altında hücreler üzerine etki eden biyomekanik kuvvetlerin (akış hızı, konsantrasyon, basınç dağılımı ve kayma gerilimi) etkisini sayısal olarak incelemek için COMSOL Multiphysics sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak mikroakışkan sistemin sayısal simülasyonu yapılmıştır. Mikroakışkan sistemde hücreler minimum kayma gerilimine maruz bırakılırken, kanal uzunluğu boyunca konsantrasyon profilinin korunduğu gösterilmiştir. Akış hızının artırılmasıyla mikro kanal boyunca çözünen konsantrasyon dağılımı değiştirilebilmektedir ve bu da hücreler üzerindeki kayma gerilimini artırmaktadır. Simülasyonu yapılan mikroakışkan analitik modelin, hücre kültürü, biyolojik analizler ve ilaç taşıyıcı sistemler için kullanılacak mikroakışkan platformların geliştirilmesinde sistem tasarımı ve parametre seçimi için temel olarak kullanılabileceği düşünülmüştür.

Üçüncü makalemiz **Murat Ötkür** ve **Ali Dinç**'in "Uçan Arabaların İniş Takımı ve Süspansiyon Sisteminin, İniş ve Engel Geçme Manevraları için Performans Modellemesi" adlı çalışmasıdır. Havacılık ve otomotiv sektöründeki son zamanlarda yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları neticesinde uçan araba geliştirilmiştir. Uçan arabalar küçük bir uçak ve binek araç taşıtlarının birleştirilmesinde oluşup, her iki taşıdın da üstün özelliklerini taşımaktadırlar ve hem kara ve hem hava yolu taşımacılığı için kapıdan kapıya ulaşım sağlamaktadırlar. Ticari olarak birçok firma son zamanlarda uçan arabalara yatırım yapmakta olup, 5 yıl içerisinde nihai müşteriye ürün satışı beklenmektedir.



Uçan araçların süspansiyon sistemi tasarımı, bu sistemlerin hem uçak hem de binek araç müşterilerinin gereksinimlerini karşılaması gerektiği için; ürün geliştirme sürecinde oldukça önemli bir yer kaplamaktadır. Bu çalışmada bir uçan arabanın süspansiyon sistemi, 2 serbestlik dereceli Kütle-Yay-Sönümleyici sistemi kullanılarak çeyrek araç modeli prensiplerine göre Matlab/Simulink programında modellenmiştir. İlgili hakaret denklemler verilip, model iniş takımları için öncelikle bir iniş manevrası simülasyonu için çalıştırılmıştır. Sonrasında aynı model araç sürüş simülasyonu doğrultusunda engel geçme manevrası için kullanılmıştır. Çalışma neticesinde uçan araba tasarımı tasarım parametreleri için kabul edilebilir performans parametreleri kümesi tanımlanmıştır: süspansiyon sistemi sönümleme elemanı üzerindeki kuvvet, iniş manevrası süspansiyon sistemi yer değiştirmesi ve engel geçme manevrasındaki maksimum ivme.

Dördüncü makalemiz, **Gökçe Mehmet Gençer, Coşkun Yolcu ve Fatih Kahraman**'ın “Bir Diferansiyel Kovanında Kademeli Artan Yükleme Koşulları Altında Gerinim Ölçer Ölçümleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Kıyaslanarak Yüklemenin Yorulma Ömrüne Etkisinin İncelenmesi” adlı makalesidir. Bu çalışmada, sonlu elemanlar analiz programı ANSYS®'den elde edilen gerilme değerleri ile test ortamında diferansiyel kovanına bağlanan gerinim ölçerler ile ölçülen gerilme değerleri kıyaslanmıştır. Çalışmada kullanılan parça ağır ticari araçlarda kullanılan bir diferansiyel kovanıdır. Çalışmada gerilme değerleri karşılaştırmasının yanı sıra, hidrolik yüklemeli test tezgâhları ile kademeli artan yükleme koşullarında kovanın yorulma davranışı gözlemlenmiştir. Yük koşulları, test konfigürasyonları ve yorulma ömür sonuçları makalede detaylıca anlatılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ve gerinim ölçer sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu ve yük arttıkça yorulma ömrünün azaldığı gözlemlenmiştir. Gövdenin belirlenen noktalarında gerilim değerleri, yük artışı ile lineer olarak artmıştır. Ancak yük değişimi ile yorulma ömrü arasındaki ilişki doğrusal değildir. Yükteki yüzde elli artış, yorulma ömrünü yaklaşık yüzde yetmiş beş azaltmıştır. Çalışmanın amacı, öncelikle sonlu elemanlar çalışmalarının güvenilirliğinden testler ile karşılaştırma yaparak emin olmak, ilerleyen çalışmalar ile birlikte diferansiyel kovanın ömür tahmininde faydalı bir kaynak olacak şekilde ve daha fazla yük ile daha az çevrimde test gerçekleştirerek ürünün güvenilirliğinden emin olunabilecek alt yapıyı hazırlamaktır.

Beşinci makalemiz, **Hakan Kavak ve Nimeti Döner**'in “Kondenstopların Enerji Verimliliğine Etkileri ve Enerji Maliyet Analizi: Bir Tekstil Firması Örneği” isimli makalesidir. Buharı kullanan ve buhar hatlarının yoğun olduğu çeşitli endüstriyel tesislerde, kondenstoplar enerji verimliliği için oldukça önemli ekipmanlardır. Çalışmamızda kondenstopların çeşitleri, kullanım özellikleri ve uygulamada karşılaşılan aksaklıklar (montaj, ebatları, malzeme uygunluğu, çalışma şartları) bakımından en çok görülen kondenstop problemleri anlatılmaktadır. Genel kondenstop problemlerinin oluşum nedenleri, bakım ve onarım için yapılması ve dikkat edilmesi gerekenler ayrıntılı açıklanmaktadır. Bir endüstriyel tesisin buhar hatlarının kayıp ölçümü ve kondenstopların enerji kayıp maliyetleri hesaplanarak, ekonomik önemleri de gösterilmektedir. Analizler sonucunda, 105 kondenstop olan fabrikanın kondenstoplardan bir yıllık enerji kayıp maliyetinin 561,384 USD olduğu, bakım ve tamir işlemlerinden sonra 93,287 USD düştüğü tespit edilmiştir.

Altıncı makalemiz, **Özgür Bayer**'in “Bir Yatay Gizli Isıl Enerji Depolama Biriminde Eksantriklik: İç Boru Geometrisinin Etkileri” isimli makalesidir. Güneş enerjisinin kesintili karakteristiği, farklı sektörlerde süreklilik arz eden ve güvenilir enerji sağlamak amaçlı uygulamaların geliştirilmesini teşvik etmektedir. Faz değiştiren malzemelerin kullanıldığı gizli ısıl enerji depolama çözümleri, boyutları, maliyetleri ve sabite yakın çalışma sıcaklıkları nedeniyle araştırmacıların ana odak noktası olmuştur. Eş merkezli LTES ünitelerinde performans iyileştirmesi için temel yöntemlerden bir tanesi, eksantrikliği sağlamak ve ünitenin tepki ve şarj süresini azaltmak için iç borunun konumunu değiştirmektir. Bu çalışmada, daire, kare ve üçgen şeklindeki farklı iç boru geometrileri için eksantriklik uygulaması gerçekleştirilmiştir. Tüm durumlar için zamana bağlı erime davranışı hız, sıcaklık ve sıvı fraksiyonu konturları incelenerek sunulmuştur. Tüm durumlar için en düşük erime süresine sahip üçgen eksantrik tasarım ile erime süresinin en optimum şekilde iyileştirildiği gözlemlenmiştir. Üçgen tasarımda şarj süresi yaklaşık %50 azalırken, daire ve kare tasarımlarda bu azalma daha az belirgindir. Eksantrikliğin kullanılmasından kaynaklanan doğal konveksiyon performansındaki artış, erime süresindeki iyileşmelerin temel nedenidir.

Yedinci makalemiz, **Karani Kurtuluş**'un “Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi” isimli makalesidir. Dünyada ihtiyaç olan enerjinin büyük kısmı halen fosil yakıtlarla sağlanmaktadır. Küresel salgın, savaşlar, doğal afetler vb. sebeplerden dolayı enerji maliyetleri her geçen

gün artmaktadır. Bundan dolayı enerji verimli sistemlere rağbet artmaktadır. Bu çalışmada, doğalgaz kaynaklı bir kazanın atık baca gazı ısısı kondenserle geri kazanılmıştır. Öncelikle analitik hesaplamalar ile kondenser boyutlandırılmıştır. Daha verimli ısı geri kazanımı için gövde ve boru tarafında homojen akışkan dağılımı amaçlanmıştır ve bunun için HAD analizleri yürütülerek nihai tasarım, analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Sonrasında kondenser üzerinde performans deneyleri gerçekleştirilmiş olup, analitik hesaplar ile %94 oranında doğrulanmıştır. Ayrıca nihai tasarımda gövde tarafındaki akışın homojen olduğu termal kamerayla ispatlanmıştır.

Sekizinci makalemiz, **Abdulvahap Yiğit** ve **Nurullah Arslanoğlu**'nun "Parabolik Oluk Güneş Toplayıcılarının Simülasyonu ve Anlık Isıl Performanslarının İncelenmesi" isimli makalesidir. Dünyada küresel ısınma nedeniyle fosil enerji kaynaklarına bağlı enerji üretim sistemleri gittikçe azalmaktadır. Buna bağlı olarak da yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı artmaktadır. Güneş enerjisi yenilenebilir enerji kaynakları içinde en önemlilerden birisidir. Artan enerji ihtiyacını karşılamak üzere güneş enerjisinin fotovoltaiik sistemlerde kullanımı hızla artmaktadır. Güneş enerjisinin ısı sistemlerde kullanımı için çalışmalar da artarak devam etmektedir. Isıl enerji uygulamaları içinde parabolik güneş toplayıcısı öne çıkmaktadır. Bu toplayıcılarla 300°C sıcaklıklara varan ısı enerjisi üretimi yapılabilmektedir. Bu sıcaklıkta ısı enerjisi ile elektrik üretilebilmektedir. Diğer taraftan soğutma enerjisine çok ihtiyaç duyulan yaz aylarında, bol olan güneş enerjisi kullanılarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle soğutma da yapılabilmektedir. Yüksek sıcaklıkta ısı enerjisi ile çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yüksek soğutma tesir katsayıları elde edilebilmektedir. Bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş toplayıcılarının modellenmesi yapılarak anlık ısı performansları incelenmiştir. Bunun için MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı yazılmıştır. Bu programda anlık direkt güneş ışınımı değerini hesaplamak için Daneshyar-Paltridge-Proctor (DPP) modeli kullanılmıştır. Bu model kullanılarak yapılan hesaplamalarla, tek boyutlu olarak güneşi takip eden bu tür toplayıcıların daha fazla enerji üretebilmesi için Kuzey-Güney doğrultusunda yerleştirilmesinin uygun olacağı gösterilmiştir.

Örnek bir toplayıcı özellikleri ve boyutları kullanılarak, anlık verim ve faydalı ısı hesaplamaları yapılmıştır. Bu anlık değerlerin toplamı ile günlük, aylık ve yıllık ısı güç değerleri ve verim hesapları yapılmıştır. Örnek olarak seçilen bölgeler için çevresel parametrelere bağlı olarak yıllık ısı güç değerleri bulunarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu tür sistemlerin kurulumu için ideal çevresel parametreler belirlenmiş ve tartışması yapılmıştır.

Dokuzuncu ve son makalemiz **Elif Tuğçe Yalnız**, **Tezcan Şekercioğlu** ve **Ahmet Can Yıldız**'in "Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Aşınma Davranışlarının İncelenmesi" isimli makalesidir. Polimerik kaplamalar farklı malzemelere uygulanabilirliği, maliyeti ve etkinliği açısından diğer kaplama tekniklerine göre üstünlüğü bulunmaktadır. Epoksi esaslı polimerik kaplamaların yüksek aşınma ve korozyon direncine, iyi bir kimyasal ve termal kararlılığa, özellikle çok iyi yapıştırıcı özelliğine sahip olması nedeniyle otomotiv, imalat, inşaat, elektronik gibi endüstrilerde kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu çalışmada, ASTM G99-17 standardına uygun olarak 5, 10 ve 15 N yük ve 300, 600, 900 s sürelerde çelik disk numunelere uygulanan epoksi kaplamaların aşınma davranışı incelenmiştir. Sürtünme katsayıları deneysel olarak belirlenmiştir. Alüminyum dolgulu Epoksi 1'e kıyasla mineral dolgulu Epoksi 2, artan aşınma sürelerinde ve yüklerde daha iyi performans göstermiştir. Epoksi 1 kaplamalarda %10 bor karbür (B4C) katkısının uzun aşınma sürelerinde olumlu etkisinin olduğu, %20 B4C katkısının ise fiziksel yapıyı bozduğu, dolayısıyla aşınma direncini düşürdüğü görülmüştür. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, uzun aşınma sürelerinde ve artan yüklerde en az kütle kaybeden mineral dolgulu Epoksi 2 olmuştur.

Dergimize [www.nno.org.tr/muhendismakina](http://www.nno.org.tr/muhendismakina) ve <https://dergipark.org.tr> adresinden ulaşabilir; makale ve görüşleriniz ile destek olabilirsiniz.

Bir sonraki sayımızda buluşmak üzere...

## PRESENTATION

Dear Colleagues,

The first article published in our journal **Engineer and Machinery** is the article titled “Techno-Economic Analysis of Grid-Connected Rooftop and Land Types of Unlicensed Photovoltaic Power Plants For Different Cities in Turkey” by **Celalettin Bakır** and **Ahmet Yılancı**. Unlicensed installations of electrical energy generation from renewable energy sources continue increasingly in Turkey. Especially, the high rate of increase in electricity prices has enabled consumers to direct their investments toward renewable energy sources. In this study, techno-economic analyses of unlicensed grid-connected solar power generation plants, which were designed as both land and rooftop installations with the capacity of 1215 kWp/1000 kWe in different climatic conditions of seven cities in Turkey (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya and Samsun), were conducted. The technical part of the analyses was carried out using the PVsyst simulation software. Also, levelized cost of energy, net present value, internal rate of return, project and equity returns were calculated for all cities. In the economic analysis, 100% offsetting, 50% offsetting- 50% electricity sale, and 100% electricity sale options were used. For the annual electrical energy production, the highest value was obtained for the land installation in Antalya with 1988 MWh/year, and the lowest value was calculated for the rooftop installation in Samsun with 1234 MWh/year. For the system performance ratio, the highest and lowest values were found for the rooftop installation in Ağrı with 80.07% and the land installation in Antalya with 75.92%, respectively. The highest net present value and internal rate of return were obtained for Antalya by considering all scenarios.

The our second article is titled “Computational Fluid Dynamics Modeling of Diffusion-Convection Processes on Dynamic Microfluidic Cell Culture Platforms” by **Ece Yıldız Öztürk**. Microfluidic-based biochemical analyzes and recent developments in cell/tissue engineering are based on controlling spatio-temporally mass transfer in microfluidic systems. These systems are useful tools for controlling the cellular microenvironment and simulating tissue-like structures, as well as performing high-throughput analysis. Therefore, modeling of transport processes of biomolecules in microsystems is a valuable and useful analytical tool that facilitates the design of microfluidic platforms and quantitative biological analysis.

Within the scope of the study, an analytical model was created that shows the mass transfer profile by emphasizing the diffusion and convection processes of biomolecules in a single-channel microfluidic platform for drug transport applications. In order to mimic the flow dynamics of cellular physiological environments, the microsystem was established with a peristaltic pump that can provide pulsatile laminar fluid flow. Numerical simulation of the microsystem was performed using COMSOL software to numerically examine the effects of biomechanical forces (flow rate, concentration, pressure distribution and shear stress) acting on cells under dynamic flow conditions. In the microfluidic system, it has been shown that the concentration profile is maintained along the length of the channel while the cells are exposed to the minimum shear stress. By increasing the flow rate, the concentration distribution along the microchannel can be changed, increasing the shear stress on the cells. It is thought that the simulated microfluidic analytical model can be used as a basis for system design and parameter selection in the development of microfluidic platforms to be used for cell culture, biological analyzes and drug delivery systems.

The our third article is titled “Performance Modelling Of Landing Gear And Suspension System Of A Flying Car For Landing And Bump Passing Manoeuvres” by **Murat Ötkür**, **Ali Dinç**. Recent research and development activities in both in aviation and automotive industries resulted with a genuine product known as roadable aircraft also known as flying car. Roadable aircraft is combination of a small size airplane and a passenger vehicle containing the superior sides of both products; and provides door-to-door transportation by both ground and air. Many companies invested in this product and first commercial units are expected to be the launched within 5 years.

Suspension system of a roadable aircrafts plays a significant role in the overall product design, as it should satisfy the customer requirements for both aircrafts and passenger cars: landing and traveling on road. In this study, suspension system of a flying car was modelled in Matlab/Simulink and optimized as a quarter car model employing a 2 DOF Mass-Spring-Damper system. The equations of motion were presented, and the model was firstly simulated as an aircraft landing gear for landing performance. Then the model was run to

determine driving performance on road for a typical bump passing manoeuvre. A set of design parameters was determined for acceptable performance outputs: suspension system damping element acting force and displacement for the landing and maximum acceleration for the bump passing performance.

The our fourth article is titled “Investigation of the Effect of Loading on Fatigue Life by Comparing Strain Gauge Measurements and Finite Element Analysis Under Gradually Increasing Load in An Axle Housing” by **Tuççe Altunkaya, Olcay Dağcı, Fatma Dilay Aksoy, Mehmet Onur Balcı**. In this study, the stress values obtained from commercial finite element analysis software ANSYS® and stress values measured by strain gauges applied on an axle housing in test environment were compared. The axle housing is a test sample from heavy duty commercial vehicles. Besides from stress values comparison, fatigue behavior of the housing was observed under gradually increased loading conditions via hydraulic loaded test benches. Load conditions, configuration change steps, test parameters and fatigue life results will be explained in detail. It was observed that the results of FEA and strain gauge are coherent to each other and as the load was increased, the fatigue life decreased. The stress values in specified points of housing increase linearly with the load increment. However, as predicted, the relationship between load change and fatigue life is not linear. For instance, fifty percent increase in load reduces life by about seventy-five percent. The aim of the study is firstly correlate the FEA results by comparing with the test measurements and then try to observe the effect of load increase on the fatigue life which will be a beneficial source for estimation of the life of the axle housing under diverse loadings.

The our fifth article is titled “Impact of Steam Traps On Energy Efficiency and Energy Cost Analysis: The Case of a Textile Factory” by **Hakan Kavak, Nimetri Döner**. Steam traps are critical to energy efficiency in many industrial facilities. The types of steam traps, their uses, and application problems (such as installation, sizing, material compatibility, working conditions) have been explained in this study. The most common causes of steam trap problems and methods for maintenance and repair are explained in detail. Steam leakage measurements in an industrial plant were used to demonstrate the economic significance of steam traps. Based on the analyses, the one-year energy loss cost for the plant with 105 steam traps was determined to be \$561,384, and was reduced to \$93,287 after the maintenance period.

The our sixth article is titled “Eccentricity in a Horizontal Latent Thermal Energy Storage Unit: Effects of Inner Tube Geometry” by **Özgür Bayer**. The intermittency of solar energy has resulted in a urge to implement a buffer for providing constant and reliable energy in different sectors. Latent thermal energy storage solutions that use phase change materials have been the main focus of researchers due to their size, cost and near-constant operating temperatures. One of the main ways of performance improvement in concentric LTES units is changing the location of inner tube to introduce eccentricity and decrease the response and charging time of the unit. In this study, the eccentricity is implemented for different inner tube geometries, circle, square and triangle. The time dependent melting behavior of all the cases are presented by investigating the velocity, temperature and liquid fraction contours. The melting time is improved for all the cases with the triangle eccentric design having the lowest melting time. The charge time in the triangular case is decreased nearly 50% while the decrease is less significant for the circle and square designs. The natural convection improvement due to employment of eccentricity is the reason for the enhancements.

The our seventh article is titled “Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser” by **Karani Kurtuluş**. Most of the energy needed by the world has still been provided by fossil fuels. Energy costs are increasing day by day due to pandemics, wars, natural disasters, etc. Therefore, the need for energy-efficient systems is increasing. This study recovered the waste heat of a natural gas-fired boiler with a flue gas condenser. First, the condenser heat transfer surface area was determined by analytical calculations. Then, the final design was obtained by CFD analysis to make homogeneous fluid distribution on the shell and tube sides. Finally, performance tests were carried out on the condenser. According to the test results, the analytical calculations were confirmed by 94%. In addition, in the final design, the homogeneity of the flow on the shell side has been proven by the thermal camera images.

The our eighth article is titled “Simulation of Parabolic Trough Solar Collectors and Investigation of Instant Thermal Performance” by **Abdulvahap Yiğit and Nurullah Arslanoğlu**. Due to global warming in

*the world, energy production systems connected to fossil energy sources are gradually decreasing. Due to this, the use of renewable energy sources is increasing. Solar energy is one of the most important renewable energy sources. In order to meet the increasing energy needs, the use of solar energy in photovoltaic systems is increasing rapidly. Studies for the use of solar energy in thermal systems are also continuing to increase. The parabolic solar collector stands out among the thermal energy applications. With these collectors, it is possible to produce heat energy up to 300 °C temperatures. At this temperature, electricity can be generated by heat energy. On the other hand, in summer, when cooling energy is very much needed, cooling can also be done with absorption cooling systems using abundant solar energy. High coefficient of performance(COP) can be obtained in double-stage absorption cooling systems with high temperature heat energy.*

*In this study, the instantaneous thermal performance of parabolic trough type solar collectors was investigated by modeling. For this, a simulation program has been written in the MATLAB programming language. In this program, the DPP model was used to calculate the instantaneous direct solar radiation value(DNI). With the calculations made using this model, it has been shown that it would be appropriate to place such collectors, which follow the sun in one dimension, in a North-South direction so that they can produce more energy.Using the characteristics and dimensions of a sample collector, instantaneous efficiency and useful heat calculations were performed. Daily, monthly and annual thermal power values and efficiency calculations were made with the sum of these instantaneous values. For the regions selected as an example, comparisons were made by finding annual thermal power values depending on environmental parameters. The ideal environmental parameters for the installation of such systems have been determined and discussed.*

*The our ninth and final article is titled “Investigation of Wear Behaviour of Epoxy-Based Polymeric Coatings” by **Elif Tuğçe Yalınz, Tezcan Şekercioğlu, Ahmet Can Yıldız**. Polymeric coatings have superiority over the other coating techniques in terms of applicability on different materials, cost and effectiveness. Epoxy-based polymeric coatings have become widespread application in industries such as automotive, manufacturing, construction, electronics, due to their high wear and corrosion resistance, good chemical and thermal stability, and especially very good adhesive properties. In this study, the wear behavior of epoxy coatings applied to steel disc specimens were investigated at 5, 10, and 15 N loads and 300, 600, and 900 seconds in accordance with ASTM G99-17 standard. The coefficients of friction were determined experimentally. Compared to aluminum-filled Epoxy 1, mineral-filled Epoxy 2 performed better at increased wear times and loads. It has been observed that 10% boron carbide (B4C) additive in Epoxy 1 coatings has a positive effect on long wear times, while 20% B4C additive deteriorates the physical structure, thus reducing the wear resistance. When the results obtained are evaluated, Epoxy 2 lost the least mass at long wear times and increasing loads.*

*You can also view the journal on the web page [www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina), <https://dergipark.org.tr> and support us with your articles and comments.*

*Best regards until our next issue...*

**UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS**  
**Board of Directors**



# Türkiye’deki Farklı İller İçin Şebekeye Bağlı Arazi ve Çatı Tipi Lisanssız Fotovoltaik Güç Santrallerinin Tekno-Ekonomik Analizi

Celalettin Bakır<sup>1</sup>, Ahmet Yılcıncı<sup>\*2</sup>

## ÖZ

Türkiye’de yenilenebilir enerji kaynaklarından elektrik enerjisi üretimi için lisanssız kuruluşlar artarak devam etmektedir. Özellikle elektrik fiyatlarına gelen yüksek oranlı zamlar, tüketicilerin yatırımlarını yenilenebilir enerji kaynaklarına doğru yönlendirmesini sağlamıştır. Bu çalışmada, 1215 kWp / 1000 kWe güçlerinde hem arazi hem de çatı kurulumu olarak tasarlanan şebekeye bağlı lisanssız güneş enerjisinden elektrik üretim santrallerinin Türkiye’nin farklı iklim koşullarına sahip 7 şehri için (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya ve Samsun), tekno-ekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerin teknik kısmı PVsyst simülasyon programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca tüm şehirler için seviyelendirilmiş enerji maliyeti, net bugünkü değer, iç kârlılık oranı, proje ve öz kaynak geri dönüşleri hesaplanmıştır. Ekonomik analizde, %100 mahsuplaşma, %50 mahsuplaşma-%50 elektrik satış ve %100 elektrik satış opsiyonları kullanılmıştır. Yıllık enerji üretiminde en yüksek değer 1988 MWh/yıl ile Antalya da arazi kurulumunda, en düşük değer ise 1234 MWh/yıl ile Samsun’da çatı kurulumunda elde edilmiştir. Sistem performans oranında en yüksek değer %80.07 ile Ağrı’da çatı kurulumunda, en düşük değer ise %75.92 ile Antalya’da arazi kurulumunda elde edilmiştir. Tüm senaryolar ele alındığında, net bugünkü değer ve iç kârlılık oranı en yüksek Antalya için olmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Fotovoltaik güç santralleri, lisanssız elektrik, ekonomik analiz, net bugünkü değer, iç kârlılık oranı

## Techno-Economic Analysis of Grid-Connected Rooftop and Land Types of Unlicensed Photovoltaic Power Plants For Different Cities in Turkey

### ABSTRACT

Unlicensed installations of electrical energy generation from renewable energy sources continue increasingly in Turkey. Especially, the high rate of increase in electricity prices has enabled consumers to direct their investments toward renewable energy sources. In this study, techno-economic analyses of unlicensed grid-connected solar power generation plants, which were designed as both land and rooftop installations with the capacity of 1215 kWp/1000 kWe in different climatic conditions of seven cities in Turkey (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya and Samsun), were conducted. The technical part of the analyses was carried out using the PVsyst simulation software. Also, levelized cost of energy, net present value, internal rate of return, project and equity returns were calculated for all cities. In the economic analysis, 100% offsetting, 50% offsetting- 50% electricity sale, and 100% electricity sale options were used. For the annual electrical energy production, the highest value was obtained for the land installation in Antalya with 1988 MWh/year, and the lowest value was calculated for the rooftop installation in Samsun with 1234 MWh/year. For the system performance ratio, the highest and lowest values were found for the rooftop installation in Ağrı with 80.07% and the land installation in Antalya with 75.92%, respectively. The highest net present value and internal rate of return were obtained for Antalya by considering all scenarios.

**Keywords:** Photovoltaic power plants, unlicensed electricity, economic analysis, net present value, internal rate of return

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 10.05.2022

Kabul/Accepted : 08.08.2022

<sup>1</sup> Selçuk Üniversitesi, Karapınar Aydoğanlar Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Karapınar/Konya  
Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Güneş Enerjisi Anabilim Dalı, 35100, Bornova/İzmir  
celalettinbakir@selcuk.edu.tr, ORCID: 0000-0001-7641-8524

<sup>2</sup> Ege Üniversitesi, Güneş Enerjisi Enstitüsü, Enerji Anabilim Dalı, 35100, Bornova/İzmir  
ahmet.yilanci@ege.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9636-026X



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

In Turkey, compared to the past two-decades, diversity in resources for electrical energy generation from renewable energy is much more visible today. There has especially been an increase in the installation of solar power generation systems with photovoltaic technology. Techno-economic feasibilities are the main criteria considered in selecting resources and evaluating investments. While making investment decisions in both private and public sectors, it is necessary to ensure that the current resources are used correctly and efficiently. Especially in the economic crisis of recent times, every step should be carefully considered, and a comprehensive techno-economic analysis should be conducted before making an investment decision. This study investigates the techno-economic suitability of solar power plants with photovoltaic technologies for different regions in Turkey by considering various sale option scenarios.

### Methods

In this study, techno-economic analyses of unlicensed grid-connected solar power generation plants, which were designed as both land and rooftop installations with the capacity of 1215 kWp/1000 kWe in different climatic conditions of seven cities in Turkey (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya and Samsun), were conducted. 2700 photovoltaic modules with 450 Wp power each and 10 inverters with 100 kWe power each were used. Technical studies of the analyses were carried out using the PVsyst simulation software. Also, in the study, levelized cost of energy, net present value, internal rate of return, project and equity returns were calculated for all cities. In the analysis, "One Term Class, One Time Zone, Medium Voltage, Industry Tariff" was chosen as an electricity tariff group. Within the scope of the economic analysis of the study, 100% offsetting, 50% offsetting-50% sale, and 100% sale options of electricity were used. The unit prices of these sales and set-off options were selected from the tables of the Energy Market Regulatory Authority (EMRA) electricity tariffs as 0.148610 USD/kWh, 0.133266 USD/kWh and 0.117923 USD/kWh, respectively. The rooftop and land installation costs were calculated as 690000 USD and 835500 USD, respectively, and the same values were used for all cities.

### Results

In this study, the lowest levelized cost of energy for both the rooftop and land installations was obtained for Antalya with 0.038 USD/kWh and 0.048 USD/kWh, respectively. For the annual energy production, the highest value was obtained for the land installation in Antalya with 1988 MWh/year, and the lowest value was found for the rooftop installation in Samsun with 1234 MWh/year. For the system performance ratio, the highest value was obtained for the rooftop installation in Ağrı with 80.07%, and the lowest value was found for the land installation in Antalya with 75.92%. By considering all scenarios, the highest net present value and internal rate of return were obtained for Antalya in the 100% set-off and 100% equity scenarios with the values of 14677651.73-1444918.75 USD and 31% - 27%, respectively, for both the rooftop and land installations. The lowest net present value and internal rate of return were obtained for Samsun in the 25% equity-75% credit and 100% sale scenarios with the values of 15862.21-263722.06 USD and 8% - 5%, respectively, for both the rooftop and land installations. Project returns of investments were calculated for all scenarios, and they were found between 3.61-7.27 years for the rooftop installations and 4.21-10.28 years for the land installations in 100% equity scenario. Project returns in the 25% equity-75% credit scenario were obtained between 7.60-23.91 years for the rooftop installations and 9.19-23.28 years for the land installations.

### Discussion and Conclusions

The solar power generation systems with photovoltaic technology, which are planned to be installed in different cities of our country, have achieved feasible results. By considering the results obtained, the most profitable investment for investors is to prefer the installations that produce electricity in the place where it is consumed. In addition, investments in photovoltaic power systems for all cities in this study seem to be very bankable, especially in terms of return on equity.

## 1. GİRİŞ

Ülkemizde yenilenebilir enerji kaynaklarına dayalı yeni hedefler, gelişen teknoloji ile birlikte daha verimli ve daha çevreci bir anlayışla ortaya konulmaktadır. Özellikle Türkiye'nin elektrik üretim kapasitesindeki son 15 yıla baktığımızda, 2006 yılında 40.5 GW seviyelerinde olan elektrik enerjisi kurulu gücü, 2022 yılı Mart ayı itibari ile 100.33 GW seviyelerine yükseldiği görülmektedir [1,2]. Bu veriler ışığında son 15 yıllık süreçte elektrik üretim kurulu gücü yaklaşık 2.5 kat artış göstermiştir.

2000'li yıllarda ülkemizde elektrik üretimi için kullanılan başlıca kaynak doğalgazdır. Doğalgazı termik kaynaklar, hidrolik kaynaklar takip etmektedir. 2006 yılında elektrik üretimimizin yaklaşık %33.35'i doğalgazdan, %25.78'i kömürden, %33.1'i hidrolik enerjiden ve diğer yenilenebilir kaynaklardan, %7.77'si sıvı yakıtlardan sağlanmıştır [3]. Günümüzde ise bu durum değişerek, elektrik üretiminde yenilenebilir enerji kaynaklarının payının ciddi oranda arttığı görülmektedir. 2022 yılı Mart ayı itibari ile elektrik kurulu güç, hidrolik kaynakları da dâhil ettiğimizde, %54'ü yenilenebilir kaynaklardan, %25.37'si doğalgazdan, %20.37'si kömürden ve kalan %0.26'luk kısım ise sıvı yakıtlardan oluşmaktadır [2]. Yenilenebilir kaynaklar 2000'li yıllarda sadece hidrolik enerjiden oluşmakta iken günümüzde kaynak çeşitliliği sağlanmaya başlanmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde hidrolik enerjiye ek olarak güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, biyokütle enerjisi ve jeotermal enerji kaynakları da kullanılarak elektrik üretimi yapılmaya devam edilmektedir. Bu kapsamda kaynaklar seçilirken ve yatırımlar değerlendirilirken dikkate alınan kıstasların başında tekno-ekonomik fizibilite gelir. Gerek özel sektörde gerekse kamuda bir yatırım kararı alınırken mevcutta bulunan kaynakların doğru ve verimli bir şekilde kullanıldığından emin olunması gerekmektedir. Özellikle son dönemlerde artış gösteren küresel ekonomik krizde her atılacak adımın dikkatle ölçülmesi ve yatırım kararı alınmadan önce detaylı bir tekno-ekonomik analiz yapılması gerekmektedir.

Türkiye'de fotovoltaik (FV) güç sistemlerinin kurulumu, son on yılda artış göstermiştir ve özellikle 2022 yılı başında elektrik fiyatlarına gelen yüksek oranlı artış sebebi ile büyük bir ivmelenme kazanmıştır. 09/05/2021 tarihinde son hali yayımlanarak yürürlüğe giren "Lisanssız Elektrik Üretim Yönetmeliği (LÜY)" kapsamında, üretilen elektriğin iç tüketimde kullanılması/mahsuplaştırılması gerekliliği ortaya konulmuştur [4]. Lisanssız kapsamda kurulan fotovoltaik güç sistemleri son dönemde arazi ve çatı uygulamalı olarak gerçekleştirilebilmektedir. Bu sistemlerden üretilen elektriğin bir tüketim aboneliği ile mahsuplaştırılması LÜY kapsamında zorunludur. Dolayısıyla üretim ve tüketim noktalarının konumları, tesis kurulumlarında mahsuplaşma, satış miktarlarının ve bunların bedellerinin belirlenmesinde önem arz etmektedir.

Bu kapsamda, Büyükzeren ve ark. [5] Konya Meram Tıp Fakültesi Hastanesi'nde





uygulanabilecek bir güneş enerjisi santralının fizibilite çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma RETScreen programında tasarlanmıştır. Bina çatılarına sığacak gücün 900 kW olarak belirlendiği çalışmada elektrik satış birim fiyatı 13.3 USDcent olarak kabul edilmiştir. Çalışma da karbon gelirine göre iki adet senaryo üzerinde durulmuş ve karbon gelirinin 15 USD/ton CO<sub>2</sub> birim fiyatı ile hesaba katılması durumunda geri dönüş süresini 4.8 yıl, karbon gelirinin hesaba katılmaması durumunda 5.1 yıl olarak hesaplamışlardır. Yalılı [6], Van ili için 1 MW gücünde lisanslı bir fotovoltaik güneş enerjisi santralının ekonomik koşullardaki finansal analizini gerçekleştirmiştir. Çalışma da tesis arazi kurulumu olarak planlanmıştır. Ekonomik ömür 25 yıl ve fotovoltaik panel performansında yıllık %0.7'lik güç kaybı hesaplara dâhil edilmiştir. Çalışma sonucunda öz sermaye ile pozitif net bugünkü değer (NBD) elde edilmiş ve %22.35'lik iç karlılık oranı (İKO) hesaplanmıştır. Yatırımın geri ödeme süresi 4 yıl olarak bulunmuştur. Yatırımın kredi ile yapılması durumunda NBD negatif olarak bulunmuş ve İKO %6.76 olarak hesaplanmıştır. Bu senaryoda yatırımın geri ödeme süresi 9 yıl olarak belirlenmiştir. Malik ve ark. [7], güneş, rüzgâr, biyokütle gibi yerel yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanarak, Batı Himalaya bölgesinde bir mikro şebeke olarak şebekeye bağlı bir hibrit sistemin tekno-ekonomik-çevresel fizibilite analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan 5 farklı senaryoda en düşük seviyelendirilmiş enerji maliyeti, şebekeye bağlı fotovoltaik/biyogaz hibrit konfigürasyonunda 0.099 USD/kWh değeri ile ulaşılmıştır. Seedahmed ve ark. [8], Batı Suudi Arabistan bölgesinde bir taşımacılık şirketinin yük talep bölgelerini elektrikleştirmek için şebekeden bağımsız farklı konfigürasyonlarda oluşturulmuş hibrit enerji sistemlerinin tekno-ekonomik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre rüzgâr türbini/dizel jeneratör/yakıt hücresi ve bataryadan oluşan birinci hibrit sistem, rüzgâr türbini/yakıt hücresi ve bataryadan oluşan ikinci hibrit sisteminin 25.67 milyon USD'lik maliyetine oranla 0.27 kez daha uygun maliyetle, 7.045 milyon USD olarak bulunmuştur. Ayrıca birinci ve ikinci hibrit sistemlerin seviyelendirilmiş enerji maliyetleri sırasıyla 0.271 USD ve 0.898 USD olarak hesaplanmıştır. Taylan [9], fotovoltaik/rüzgâr hibrit santrallerinin farklı indirim oranı ve şebeke tarife fiyatlarında en düşük birim enerji maliyetini veren optimum yapı belirlenmiştir. Buna göre %40 oranındaki çift yönlü tarifede ve %8 indirim oranında tasarlanan 2572 kW FV ve 900 kW rüzgâr türbin kapasitelerinde en yüksek NBD değeri olan 4.3 milyon USD ve en düşük birim enerji maliyeti olan 108.84 USD/MWh değerlerine ulaşılmıştır. Ayrıca indirim oranının artırılması durumunda birim enerji maliyetini düşürmek için rüzgâr ve güneş enerjisi sistem kapasitelerinin düşürülmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca indirim oranı yüksek olan ülkelerde teşvik mekanizmasının hayata geçirilmesinin ve bu teşvikin yüksek oranlı çift yönlü tarifelerle yapılması gerektiğinin altını çizmişlerdir. Gul ve ark. [10], System Advisory Model (SAM) programını kullanarak, bir enerji depolama sistemi ve yerel şebeke istasyonu ile entegre güneş fotovoltaik sistemlerinden elektrik üreterek bir üniversite kampüsünü ve komşu topluluklarını karbondan arın-



dırmayı amaçladıkları çalışmada ilk yıl 2838 GWh/yıl üretim gerçekleştirmişlerdir. Sistemin seviyelendirilmiş enerji maliyeti 0.039 USD/kWh olarak belirlenmiştir. İlk yıl sistem performans oranı %88, kapasite faktörü %16.6 olarak hesaplanmıştır. Chen-naif ve ark. [11], hem şebekeye bağlı hem de şebekeden bağımsız yenilenebilir enerji sistemlerinin farklı güç üretim ve depolama tesisleri için optimum kapasite ve boyutlarını belirlemek amacı ile kademeli genişletilmiş elektrik sistem analizi gerçekleştirmişlerdir. Li ve ark. [12], Batı Çin'de bulunan kırsal bir bölgede elektrifikasyon için şebekeye bağlı ve şebekeden bağımsız hibrit yenilenebilir enerji sistemlerin teknolojik analizini gerçekleştirmişlerdir. Şebekeden bağımsız optimum sistemin senaryosunda 29 kW FV, 50 kW rüzgâr, 30 kW biyogaz enerji sistemleri ile 89 kWh batarya kapasitesi ve 26 kW evirici sistemi kurulmuştur. 420486 USD'lik sistemin başlangıç sermayesi 142220 USD ve enerji maliyeti 0.131 USD/kWh olarak hesaplanmıştır. Şebekeye bağlı optimum sistem ise 64 kW FV, 60 kW rüzgâr ile 30 ve 42 kW'lık eviricilerden oluşmuştur. 369461 USD'lik sistemin başlangıç sermayesi 311634 USD ve enerji maliyeti 0.084 USD/kWh olarak hesaplanmıştır. Emrani ve ark. [13], rüzgâr ve fotovoltaik güç üretiminin kesintili olmasından dolayı güç talebini ve arzını dengelemek amacıyla kullanılan standart depolama teknolojileriyle karşılaştırmak için yerçekimi depolama sistemi adlı yeni bir enerji depolama sisteminin teknolojik performans göstergelerini incelemişlerdir. En optimum çözüme güneş-rüzgâr-yerçekimi enerji depolama hibrit sisteminde ulaşılmıştır. Bu sistemin seviyelendirilmiş enerji maliyetinin 0.3 Euro/kWh ile 0.018 Euro/kWh arasında olduğunu, standart depolamalı hibrit sistemin seviyelendirilmiş enerji maliyetinin ise 0.25 Euro/kWh ile 0.05 Euro/kWh arasında olduğunu hesaplamışlardır. Pakistan'da kent sel göl alanında yüzer fotovoltaik santralin hem kapsamını değerlendirmek hem de benzer özelliklerde zemine kurulmuş fotovoltaik sistemle karşılaştırmak amacıyla SAM programı kullanılarak teknolojik analizi gerçekleştirilmiştir. Gerekli temizleme suyunun maliyeti normal şartlar altında 1435 USD iken, yüzer fotovoltaik sistemlerde bu değer 1.35 USD olarak tahmin edilmiştir. 10°C'lik sıcaklık düşüşü göz önüne alındığında Standart sıcaklık koşullarına göre kapasite faktörü %0.7 daha yüksek olarak bulunmuştur. Ayrıca 64 kWh/kWh'lık ilave bir enerji hasadı yüzer FV sistemler için hesaplanmıştır [14]. Orhan ve ark. [15], Konya ilinde bir besi çiftliğine kurulan güneş enerjisi sisteminin ekonomik analizi üzerine yaptıkları çalışmada sistem maliyetini 1884600 TL olarak hesaplamışlardır. Ayrıca güneş enerjisi sisteminin yıllık 255368TL üretim yaptığını ve sistemin geri dönüşünün 7.2 yıl olduğunu ve yıllık 670340 kg CO<sub>2</sub> salımını engellediğini belirtmişlerdir. Altınkök ve ark. [16], Giresun Üniversitesi Mühendislik Fakültesi bina çatısı kullanılarak tasarladıkları hibrit fotovoltaik güneş enerjisi sisteminin PVsol programında analizlerini gerçekleştirmişlerdir. 120.34 kWp kurulu gücünde seçilen sistemin yapılan hesaplamalarında yıllık 138054 kWh enerji üreteceği, sermaye yatırım getiri oranının %14.30 olarak bulunduğu, sistemin geri ödeme süresinin 7.1 yıl olarak belirlendiği, sistem performans oranının %91.3 olduğu ve yıllık 64588 kg CO<sub>2</sub> salımının engellendiğini belirt-



mişlerdir. Dal ve ark. [17], Kocaeli bölgesinde bulunan büyük ölçekli bir limanın tekno-ekonomik ve çevresel analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada limandaki kapalı alanlara 932 kWp gücünde fotovoltaik sistem kurulabileceği, kurulacak bu güçle yılda 1061034 kWh enerji üretilebileceği sonucuna ulaşılrken, sistemin geri ödeme süresinin 8.3 yıl olacağı ve yılda 37.7 ton CO<sub>2</sub> salımının engelleneceği belirtilmiştir. Çağlayan [18], Afyonkarahisar ili Sandıklı ilçesindeki bir sera işletmesinin enerji ihtiyacının karşılanması amacıyla güneş, rüzgâr ve jeneratör kaynaklı kurulacak sistemlerin modelleme ve simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada enerji maliyetleri sırasıyla 0.084 USD/kWh, 0.059 USD/kWh ve 0.554 USD/kWh olarak bulunmuştur. Biçen ve ark. [19], Bursa ilinde küçük ve orta büyüklükteki işletmeler için tasarladıkları 23 kW sistem için teknik ve ekonomik analiz gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre monokristalin panellerden oluşan sistemin yıllık üretim değerleri 28081 kWh/yıl ve 32239 kWh/yıl arasında bulunmuştur. Sistem maliyeti 22770 Euro olarak hesaplanırken sistemin geri ödeme süresi 6.1 yıl olarak bulunmuştur. Çeliktaş ve ark. [20], System Advisor Model (SAM) yazılımı kullanarak Türkiye'nin altı bölgesi için kurgulanan fotovoltaik santrallerin teknik ve ekonomik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Tesislerin maliyetleri 1.4 USD/W olarak kabul edilmiş, %20 özkaynak kullanımı ile %7 faizli, 12 yıllık borçlanma modeli uygulanmıştır. İskonto oranı %6 ve enflasyon oranı %2 olarak kabul edilmiştir. Elektrik satış fiyatı ilk on yıl için 0.133 USD/kWh ve sonraki on yıl için 0.05 USD/kWh olarak belirlenmiştir. Belirlenen 6 il içinde Mersin 4.74 USDcent/kWh ile en düşük seviyelendirilmiş enerji maliyet değerine ulaşırken 7.08 USDcent/kWh değeri ile Sinop ili en yüksek seviyelendirilmiş enerji maliyeti değeri oluşmuştur. İç verim oranları ise Mersin ve Sinop ili için sırasıyla %9.99 ve -%1.57 olarak bulunmuştur.

Bu çalışmanın amacı, fotovoltaik teknolojiye sahip güneş enerjisinden elektrik üretim santrali kurmayı planlayan yatırımcıların, çeşitli tüketim senaryolarına göre Türkiye'nin farklı bölgelerinde gerçekleştirecekleri yatırımların uygunluklarının tekno-ekonomik analiz ile belirlenmesidir. Kurulacak olan sistemler Türkiye'nin 7 farklı ilinde, bölgesel ışınım koşullarında, çeşitli tüketim senaryolarında değerlendirilmiş ve PVsyst simülasyon programı kullanılarak hesaplanmıştır. Tüm tasarımların net bugünkü değer (NBD), iç kârlılık oranı (İKO), geri dönüş süreleri (GDS), seviyelendirilmiş enerji maliyetleri (SEM), enerji üretim değerleri ve sistem maliyetleri hesaplanarak sonuçlar verilmiştir. Tüm analizler güncel mevzuatlar çerçevesinde ele alınmıştır.

## 2. YÖNTEM

Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya ve Samsun illerinde hem çatı hem de arazi üzerine lisanssız elektrik üretimi yönetmeliği (LÜY) kapsamında değerlendirilmek üzere, üretim ve tüketim noktalarının aynı ve farklı olduğu senaryolarda, 1215 kWp / 1000 kWe kurulu güçlerinde, tesis kurulumları planlanmış ve PVsyst

simülasyon programına işlenmiştir. LÜY kapsamında üretim ve tüketim noktalarının ayrı olduğu durumlarda üretilen ve tüketilen elektriğe %100 dağıtım bedeli ve elektrik tarife tablolarındaki nihâi bazlı tablodan birim fiyat seçimi, üretim ve tüketim noktalarının aynı olduğu senaryolarda satış kısmına %100 dağıtım bedeli ve elektrik tarife tablolarındaki faaliyet bazlı tablodan birim fiyat seçimi, mahsuplaşılana kısma %0 dağıtım bedeli ve elektrik tarife tablolarındaki nihai bazlı tablodan birim fiyat seçimi uygulanmıştır. Kısaca %100 mahsuplaşma ve %50 mahsuplaşma-%50 satış senaryoları üretim ve tüketim noktasının aynı olduğu, %100 satış senaryosu ise LÜY 5.1(h) maddesi kapsamında [4] kurulan üretim ve tüketim noktalarının farklı olduğu ve üretilen elektriğin tamamının aylık mahsuplaşma kapsamında mahsuplaştırıldığı, üretim ve tüketim noktasında çift dağıtım bedelinin ödendiği senaryolar olarak ele alınmıştır. Elde edilen veriler ışığında tesislerin teknik ve ekonomik analizleri yapılmış ve sonuçlar sunulmuştur.

## 2.1 İllere Göre Enerji Üretim Değerlerinin Belirlenmesi

Tasarım planlaması yapılırken güncel uygulamalara uygun olması açısından Kuzey-Güney doğrultusunda inşa edilmiş bir çatı planı ve tam Güney yöne konumlandırılarak kurulacak arazi tipi fotovoltaik sistem kurulumları düşünülmüştür. Çatı kurulumunda 8° panel eğim açısı ve 0°-180° azimut açıları, arazi kurulumunda ise 30° panel eğim ve 0° azimut açısı kullanımları kabul edilmiştir. Her iki tipteki kurulum için aynı DC ve AC güçler kullanılmıştır. Fotovoltaik panel olarak 450 Wp Half-Cut Mono Perc fotovoltaik modül ve 100 kW gücünde dizi tip evirici tercih edilmiştir. Kullanılan fotovoltaik modül ve evirici özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

PVsyst programına tasarımı yapılacak sistemin her bir il için veri girişleri yapılmıştır. Aynı il içinde hem çatı hem de arazi için aynı koordinat değerlerinin kullanımı ışınım farklılıkları olmaması açısından tercih edilmiştir. Tablo 2’de iller, koordinat bilgileri, rakım ve fotovoltaik modül düzlemine gelen yıllık toplam ışırtım değerleri verilmiştir.

## 2.2 Sistem Dizaynı

Çalışmada her bir il için hem çatı hem de arazi kurulumlarında 1215 kWp / 1000 kW'e kurulu güç değerleri kullanılmıştır. Her iki kurulum tipinde de 450 Wp gücündeki fotovoltaik modüller eviricilere 18’li seri ve 15 dizi / 10 maksimum güç noktası izleyici (MPPT) bağlantılı yapılarak tasarlanmıştır. Her bir eviriciye 121.5 kWp DC güç bağlanarak tüm eviricilerin eşit güçte dizayn edilmesi sağlanmıştır.

Günümüz teknolojisinde ticari kullanımlarda fotovoltaik modüller genellikle Mono Perc teknolojisine haiz modüller olarak üretilmektedir. Özellikle son 2 yılda Mono Perc fotovoltaik modüller “Poli perc” veya “Polikristal” fotovoltaik panellere nazaran üretim teknolojilerinin gelişmesi ve verim avantajı sayesinde tercih edilmektedir. 2022 yılının ilk çeyreğinde ise özellikle dilim kesme teknolojisinin gelişmesi, tam

**Tablo 1.** FV Modül ve Evirici Özellikleri

Özellik	Değer	Birim
Fotovoltaik Modül		
Güç	450	Wp
Hücre	Half-Cut	
Nominal Gerilim	41.48	V
Açık Devre Gerilimi	48.86	V
Nominal Akım	10.86	A
Kısa Devre Akımı	11.39	A
Panel Verimi	20.69	%
Toplam FV Panel Adedi	2700	Adet
Toplam DC Güç	1215	kWp
Evirici		
Güç	100	kWe
Verimlilik	98.8	%
Toplam Evirici Sayısı	10	Adet
Toplam AC Güç	1000	kWe

hücre kullanımının yerine yarım hücre (haf-cut) kullanımının artmasını sağlamıştır. Hücre boyutlarındaki büyüme ise yüksek güçlü fotovoltaik modüllerin üretimine olanak sağlamıştır.

Mevcut piyasa koşullarında 450 Wp-495 Wp modül grupları ile 530-550 Wp ve 630-670 Wp arası modül grupları ticari olarak kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle çatı kurulumlarında ağırlıklarından ve ebatlarından dolayı 450-530 Wp grupları tercih edilirken arazi kurulumlarında 630 Wp grupları daha çok tercih edilmektedir. Ülkemizde 2022 yılı 1. Çeyreği itibari ile 450-495 Wp grupları ticari olarak kullanılırken, 3. Çeyrek itibari ile 530-550 Wp grupları kullanılmaya başlanacaktır. 630-670 Wp gruplarının ise 2023 yılı 1. Çeyreği itibari ile piyasa olması beklenmektedir. Çalışma kapsamında tercih edilen evirici tipi dizi eviricidir. Eviriciler mikro, dizi ve merkezi olmak üzere 3 gruba ayrılmaktadır. Mikro eviriciler daha çok düşük güçlü tasarımlarda (1-10 kWe) tercih edilirken dizi eviriciler daha geniş bir kullanım alanında (1-10

**Tablo 2.** İllere Göre Koordinat, Rakım ve Işıttım Değerleri (PVsyst verileri)

İller	Koordinat Bilgileri	Rakım (m)	Işıttım Değerleri (kWh/m <sup>2</sup> )	
			Çatı	Arazi
Ağrı	39.62° - 43.01°	1676	1422.4	1669.6
Antalya	36.90° - 30.71°	52	1724.8	2033.1
Balıkesir	39.59° - 27.86°	154	1255.8	1391.9
İstanbul	41.09° - 28.60°	107	1294.9	1472.2
İzmir	38.43° - 27.17°	25	1643.1	1897.9
Konya	37.99° - 32.63°	1003	1632.7	1896.1
Samsun	41.28° - 36.33°	84	1188.6	1357.9

MWe) tercih edilmektedirler. Merkezi eviriciler ise daha çok arazi kurulumlarında ve yüksek güçlü uygulamalarda (5-1000 MWe) yer bulmaktadırlar. Mikro eviriciler en fazla 2 kWe güçlerinde üretilirken dizi eviriciler 1 kWe güçten 350 kWe güce kadar geniş bir kullanım aralığına sahiptir. Merkezi eviriciler ise 1 MWe güçten 5 MWe güce kadar üretilmektedirler. Tesis kurulumlarında arıza oranı bakımından merkezi eviriciler daha düşük oranlara sahiptirler. Ancak olası bir arıza da büyük güçlerin devre dışı kalması yatırımcılar açısından sorun teşkil edebilmektedir. Özellikle 10 MWe güce kadar olan kurulumlarda tesisin küçük gruplara ayrılarak dizayn edilebilmesi, her bir eviricinin kendi içinde MPPT ve dizi bazında izlenebilmesi, bakım-onarım kolaylıkları gibi avantajlarından dolayı dizi eviriciler tercih sebebi olmaktadır. Bu çalışmada 1000 kWe güç tercih edildiği için her biri 100 kWe gücünde dizi eviricilerin kullanımı tercih edilmiştir.

### 2.3 Ekonomik Veriler

Bu çalışmada sistem kurulumlarının maliyetleri il ayrımı gözetenmeden sadece çatı ve arazi kurulumu olarak 2 farklı senaryoda değerlendirilmiştir. Mali senaryolar hazırlanırken üretim ve tüketimin aynı noktada olduğu kurulumlar için elektriğin tamamının tüketilmesi (%100 mahsuplaşma) ve yarısının tüketilip ve diğer yarısının şebekeye satılması (%50 mahsuplaşma - %50 Satış) senaryoları dikkate alınmıştır. LÜY 5.1(h) maddesi kapsamında [4] getirilen üretim-tüketim noktalarının farklı yerlerde olması durumu için de üretilen elektriğin tamamının şebekeye verildiği, üretim-tüketim mahsuplaşma matematiğinin ayrı ayrı değerlendirildiği senaryo için de üretilen elektriğin tamamının 5.1(h) maddesi kapsamında mahsuplaştırılacağı (%100 satış) senaryo da bu çalışma kapsamında değerlendirilmiştir. Hesaplama-

**Tablo 3.** Perakende Tek Zamanlı, Tek Terimli, OG, Sanayi Tarife Grubu Birim Fiyatları

Dolar-TL Alış Kuru	14.7 TL/USD (22/04/2022) [22]
%100 Mahsuplaşma	0.148610 USD/kWh
%50 Mahsuplaşma - %50 Satış	0.133266 USD/kWh
%100 Satış	0.117923 USD/kWh

larda elektrik fiyatlarında döviz bazında yıllık artış olmayacağı ve yıllık bazda üretilen elektrikte %0.7 kayıp gerçekleşeceği varsayılmıştır. Elektrik tarife grubu olarak “Perakende Tek zamanlı Tek Terimli OG - sanayi” tarifesi dikkate alınmıştır. EPDK 2022 2. çeyrek tarife tablolarının kullanıldığı çalışmada elektriğin mahsuplaşma-satış senaryolarında kullanılacak birim fiyat tablosu Tablo 3’de verilmiştir [21].

Çalışma kapsamında değerlendirilen tesislerin tüm üretim-tüketim senaryoları için %100 öz kaynak kullanımı ve %25 öz kaynak-%75 kredi kullanımı durumlarına göre çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Tablo 4’de tesisin maliyeti ve işletme giderleri verilmiştir. Tablo 5’de ise kredi kullanımı durumu için kabul edilen kredi miktarı, faiz oranı ve ödeme süresi bilgileri verilmiştir.

Ekonomik analizler santrallerin finansal açıdan uygulanabilirliğini belirlemek amacı ile yapılmaktadır. Santrallerin finansal açıdan uygunluğunu belirten üç temel parametre bulunmaktadır. Bu parametreler “seviyelendirilmiş enerji maliyeti (SEM)”,

**Tablo 4.** Tesis Maliyetleri ve İşletme Giderleri

	Çatı	Arazi
<b>Tesis Maliyeti (USD)</b>	690000	835500
<b>İşletme Giderleri (USD/yıl)</b>	4180	20796

**Tablo 5.** Kredi Maliyetleri

	Çatı	Arazi
<b>Tesis Maliyeti (USD)</b>	690000	835500
<b>Kredi Kullanım Oranı (%)</b>	25	25
<b>Kredi Kullanım Miktarı (USD)</b>	517500	626625
<b>Yıllık Faiz Oranı (%)</b>	9	9
<b>Ödeme Süresi (Yıl)</b>	6	6
<b>Yıllık Ödeme Tutarı (Faiz+Anapara) (USD)</b>	115390.99	139687.11

“net bugünkü değer (NBD)” ve “iç kârlılık Oranı (İKO)”dır. Bir fotovoltaik sistemin ekonomik fizibilitesi seviyelendirilmiş enerji maliyeti (SEM) incelenerek belirlenebilmektedir [14,23]. SEM, bir santral tarafından üretilen elektriğin maliyeti olarak tanımlanmaktadır [24-26].

$$SEM = \frac{\sum_{i=0}^n \frac{(C_0 + M_0)}{(1+d)^i}}{\sum_{i=0}^n \frac{Q_n}{(1+d)^i}} \quad (1)$$

Denklemden  $C_0$ , tesis maliyetini (USD);  $M_0$ , işletme giderlerini (USD);  $Q_n$ , tesisin yıllık elektrik üretimini (kWh);  $d$ , iskonto oranını (%) ve  $n$ , proje süresini (yıl) göstermektedir.

Net bugünkü değer (NBD), belirli bir iskonto oranına göre indirgenmiş gelirlerin toplamı ile indirgenmiş giderlerin toplamı arasındaki farktır. Bir yatırımın hayata geçirilebilmesi için net bugünkü değerinin pozitif olması gerekmektedir. Farklı yatırımlar söz konusu ise net bugünkü değeri büyük olan yatırım tercih edilir. Negatif net bugünkü değere sahip yatırımlar hayata geçirilmezler. NBD formülü (2) numaralı denklemde verilmiştir [27].

$$NBD = \sum_{n=0}^N \frac{(C_n)}{(1+d)^n} \quad (2)$$

Denklemden  $C_n$ , vergi sonrası proje getirisini (USD) göstermektedir.

İç kârlılık oranı (İKO), net bugünkü değeri “0” yapan iskonto oranı olarak tanımlanmaktadır. İKO formülü (3) numaralı denklemde verilmiştir [27].

$$NBD = \sum_{i=0}^n \frac{(C_n)}{(1+İKO)^i} = 0 \quad (3)$$

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

7 farklı il (Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya, Samsun) için 3 farklı tüketim (%100 mahsuplaşma, %50 mahsuplaşma-%50 satış ve %100 satış) ve 2 farklı kaynak kullanımı (%100 öz kaynak ve %25 öz kaynak-%75 kredi) senaryolarına göre hazırlanan bu çalışmada analiz sonuçları teknik ve ekonomik olarak iki bölümde incelenmiştir.



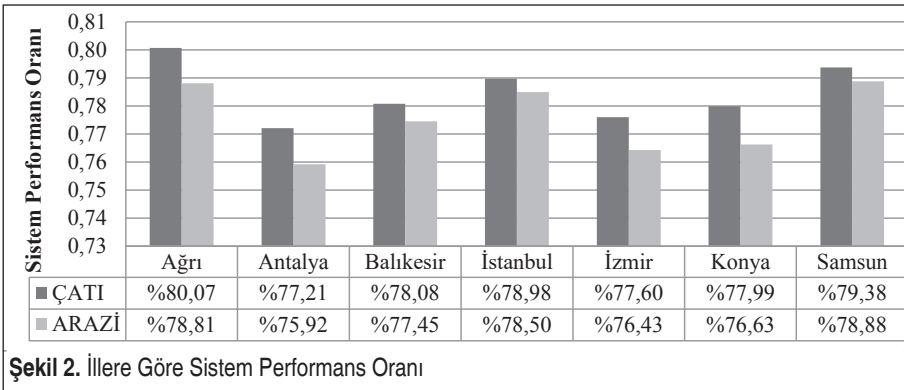
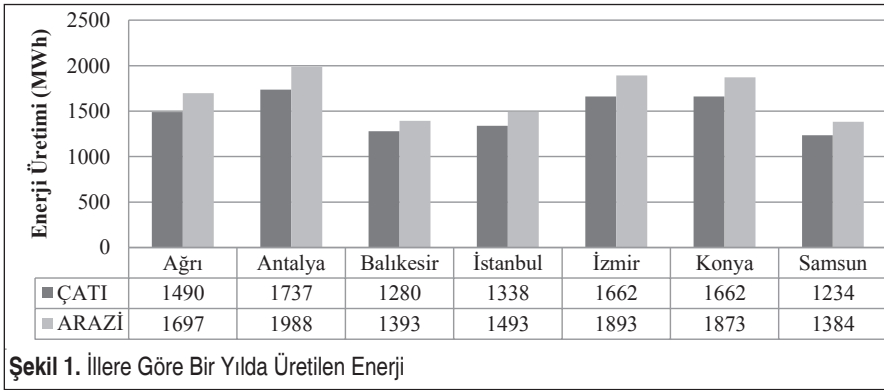
### 3.1 Teknik Analiz Sonuçları

7 farklı ilde, 1215 kWp / 1000 kWe kurulu gücünde tasarlanan fotovoltaik teknolojiye sahip güneş enerjisinden elektrik üretim santralleri için PVsyst simülasyon programı kullanılarak tasarımlar yapılmıştır. PVsyst programı meteorolojik veri tabanı olarak Meteororm 7.2 verilerini kullanmaktadır. Bu veriler ışığında her bir il için bir yılda üretilecek elektrik enerji değeri grafiği Şekil 1'de verilmiştir.

Şekil 1'de görüldüğü gibi çatı ve arazi kurulumlarında en yüksek elektrik enerjisi üretiminin çatı için 1737 MWh ve arazi için 1988 MWh ile Antalya ilinde gerçekleştiği hesaplanmıştır.

Tesislerin kurulumunda önemli bir faktör de sistem performans oranı (SPO) hesabıdır. PVsyst simülasyon programından elde edilen sonuçlara göre Şekil 2'de her bir il için hem çatı hem de arazi kurulumlarında gerçekleşen SPO değerleri verilmiştir.

Sistem performans oranı hesabını etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametreler içinde en önemli olanı fotovoltaik modülün sıcaklığa bağlı kayıplarıdır. Özellikle sıcak havalarda ve panel üzerine düşen ışınımın şiddeti arttıkça hücrelerde

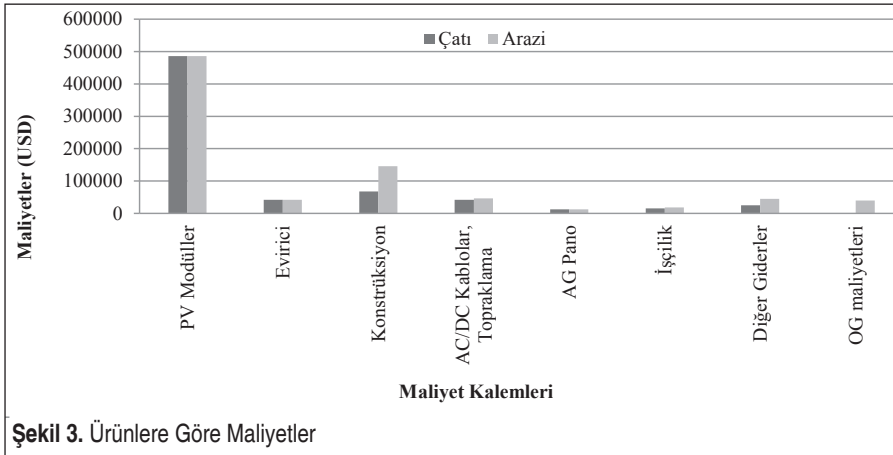


meydana gelen ısınmalar artmakta ve dolayısı ile kayıplar da artmaktadır. Hem çatı hem de arazi kurulumlarında eğer çatı üzerinde belirli bir seviye yükseklik sağlanabilir ve panellerin soğuması gerçekleştirilebilirse arazi üzerinde ki panellerin ışınlam şiddetine daha çok maruz kalması ve sıcaklığının artması sebebi ile arazi kurulumlarının SPO değeri çatı kurulumlarına göre düşük kalabilmektedir. Şekil 2’den de görülebileceği üzere eşit soğutma seviyesi altında çatı kurulumlarının SPO değeri arazi kurulumlarına göre %1.22 daha yüksektir. Yapılan çalışmada çatı kurulumunda SPO en yüksek %80.07 değeri ile Ağrı’da, arazi kurulumda ise en yüksek değer %78.88 ile Samsun’da gerçekleşmiştir. Her iki il incelendiğinde Ağrı için rakım değerinin yüksek olması ve Samsun ilinin ise diğer illere göre nispeten hava sıcaklığının düşük olması fotovoltaik modüllerin soğuması açısından daha elverişli ortam oluşturmaları, dolayısı ile sıcaklığa bağlı kayıpların düşmesi ve SPO’nun artması olarak değerlendirilebilmektedir.

### 3.2 Ekonomik Analiz Sonuçları

Hem çatı hem de arazi üzerine 7 farklı ilde kurulumları tasarlanan sistemlerin maliyet hesabı çatı ve arazi kurulumu olarak kurulum lokasyonlarından bağımsız iki kategoride incelenmiştir. Ürün bazında maliyet grafiği Şekil 3’de verilmiştir.

Çatı ve arazi kurulumlarında en yüksek maliyet oluşturan kalem fotovoltaik modüllerdir. Fotovoltaik modülleri konstrüksiyon ve evirici maliyetleri takip etmektedir. Çatı ve arazi kurulumlarında en yüksek maliyet farkı oluşturan kalemler konstrüksiyon, orta gerilim (OG) malzemeleri ve diğer giderlerdir. Diğer giderler kapsamına giren ve özellikle arazi kurulumlarında saha hafriyatı, aydınlatma ve kamera maliyeti gibi çatı kurulumlarında olmayan maliyetler bu farka sebebiyet vermektedir. Konstrüksiyon malzemeleri genellikle alüminyum malzemelerden oluşan, çatıda yükselti yapılmadan çatı eğiminde kısa parçalardan meydana gelen ve arazi ku-

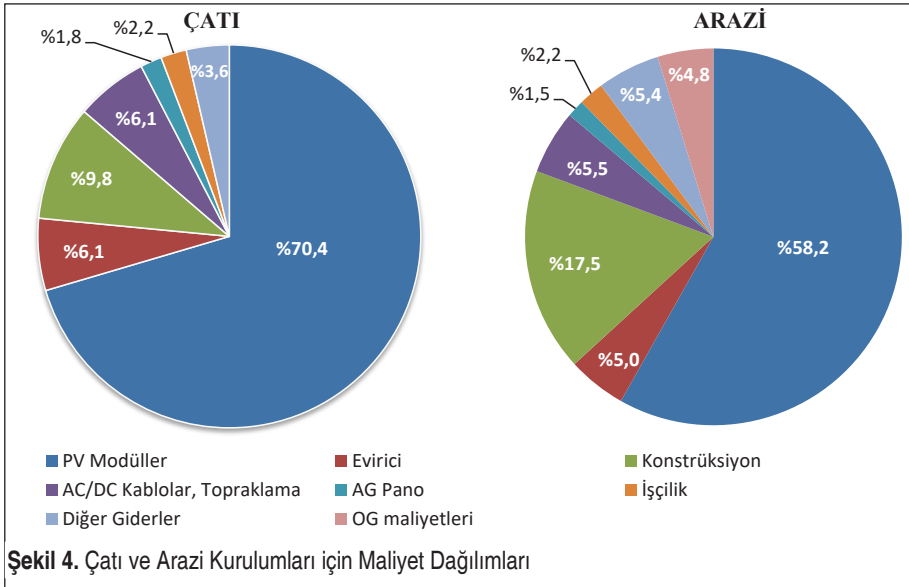


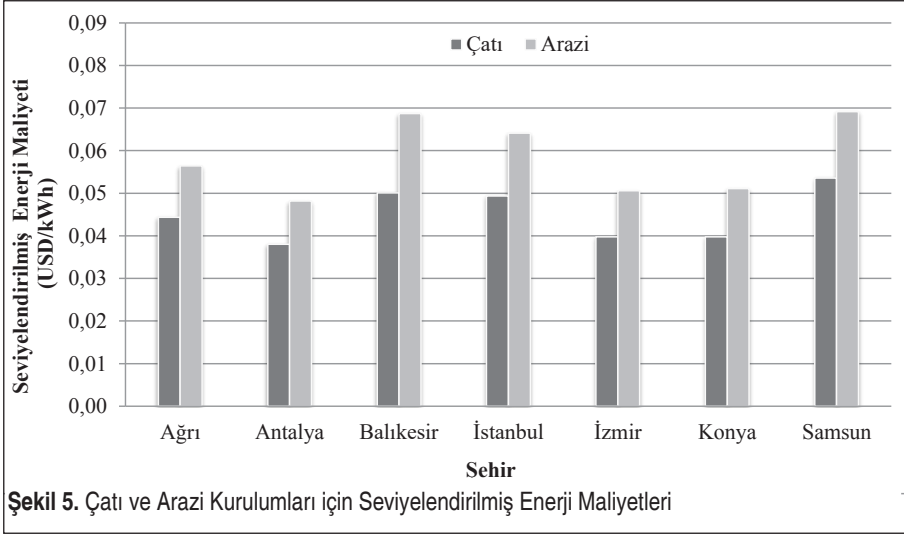
Şekil 3. Ürünlere Göre Maliyetler

rulularına göre çok daha düşük tonajlarda kullanılan sistemlerden oluştuğu için maliyet olarak düşük kalmaktadır. OG malzemeler ise çatı kurulumlarında genellikle mevcut olduğundan herhangi bir maliyet gideri oluşturmamaktadır. Arazi kurulumlarında ise yeni bir OG köşk, trafo ve hücre sistemi tesis edilmesi gerektiğinden fazladan bir maliyet kalemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Toplam tesis maliyetleri incelendiğinde 1215 kWp / 1000 kWe gücündeki güneş enerjisi santrali çatı kurulumunda 690000 USD, arazi kurulumunda ise 835500 USD olarak hesaplanmış ve bu çalışma kapsamında yapılan analizlere dâhil edilmiştir. Çatı ve arazi sistem kurulumlarına kullanılan bileşenlerin sistem içindeki maliyet dağılımı Şekil-4'de verilmiştir.

Şekil 4'de görülebileceği üzere maliyet kalemleri içerisinde yüzde olarak en büyük pay çatıda %70,4, arazide ise %58,2 lik oranlar ile fotovoltaik modüllere aittir. Fotovoltaik modülleri çatıda %9,8 ve arazide %17,5 oran ile inşaat malzemeleri takip etmektedir.

Çalışma kapsamında giren tüm iller için yıllık üretim verileri, işletme giderleri, proje ömrü ve iskonto oranı değerleri girilerek seviyelendirilmiş enerji maliyetleri hesaplanmış ve Şekil 5'de verilmiştir. İşletme giderleri çatı kurulumu için yıllık 4180 USD, arazi kurulumu için yıllık 20796 USD olarak alınmıştır. Her iki tipteki kurulumda fotovoltaik modüllerin yıkanması/temizlenmesi, bakım-onarım faaliyetleri, işletme sigortası maliyeti, öngörülemeyen giderler (panellerin dışarıdan müdahale ile kırılması vb) ortak maliyetler olarak alınmıştır. Güvenlik hizmetleri açısından çatı kurulumları genellikle korumalı bölge içinde olduklarından güvenlik açısından





Şekil 5. Çatı ve Arazi Kurulumları için Seviyelendirilmiş Enerji Maliyetleri

herhangi bir maliyet unsuru oluşturmamaktadır. Ancak arazi kurulumlarında arazinin konumuna göre genellikle yerleşim yerleri dışındaki bölgeler kullanıldığından güvenlik hizmeti gerekmektedir. Çatı ve arazi kurulumları arasındaki işletme gideri farkı bu güvenlik hizmetlerinden kaynaklanmaktadır. Proje ömrü, fotovoltaik modüllerin üreticileri tarafından verilen performans garantisi süresi üzerinden 25 yıl olarak planlanmıştır. İskonto oranı, yatırımcıların yatırımdan beklediği minimum kazanç olarak tanımlanabilmektedir. Kazanç, yatırımcıdan yatırımcıya değişmekle beraber piyasa şartlarında fotovoltaik teknolojiye sahip güneş enerjisi santralleri için minimum %7 oranında iskonto oranı yatırımcılar tarafından tercih edilebilmektedir. Bu çalışmada %7.5 iskonto oranı tercih edilmiştir. Hesaplanan iç kârlılık oranı iskonto oranının üzerinde çıkan yatırımlar uygulanabilir yatırım olarak değerlendirilmiştir.

Seviyelendirilmiş enerji maliyeti en yüksek hem çatı hem de arazi kurulumunda sırasıyla 0.054 USD/kWh ve 0.069 USD/kWh ile Samsun ilinde gerçekleşmiştir. En düşük seviyelendirilmiş enerji maliyeti ise hem çatı hem de arazi kurulumunda sırasıyla 0.038 USD/kWh ve 0.048 USD/kWh ile Antalya ilinde gerçekleşmiştir.

24/02/2022 tarih ve 31760 sayılı “Yatırımlarda Devlet Yardımları Hakkında Kararın Uygulanmasına İlişkin Tebliğ (Tebliğ No: 2012/1)’de Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ (Tebliğ No: 2022/1)” kapsamında güneş ve rüzgâr enerjisine dayalı elektrik enerjisi üretimine yönelik yatırımların 4. Bölge teşviklerinden yararlanması kararlaştırılmıştır [28]. Buna göre bu yatırımlar sigorta primi ve vergi indirimi desteği gibi desteklerden faydalanabilmektedir. Dolayısı ile bu destekler kapsamında %25 lik gelir vergisi üzerinden 4. Bölge teşvikleri uygulanarak hesaplamalar yapılmıştır. 4. Bölge teşvik sistemi unsurları tablosu Şekil 6’da verilmiştir [29].

Net bugünkü değer ve iç kârlılık oranları, her bir il için 3 farklı senaryoda, öz kaynak ve kredili yatırım maliyetleri üzerinden değerlendirilerek hesaplanmış, Tablo 6'da ve Tablo 7'de verilmiştir. Kredi kullanımının olduğu senaryolarda %25 öz kaynak ve %75 kredi kullanımı, yıllık %9 döviz kredisi faiz oranı üzerinden 6 yılda geri ödeme- li olarak hesaplanmıştır. Amortisman hesabında 10 yıllık hızlandırılmış amortisman metodu kullanılmış ve ilk yıllarda düşük vergi ödenmesi amaçlanmıştır.

Net bugünkü değer için yapılan hesabında hem öz kaynak hem de kredi ile yapılan tesislerin tüm senaryolarında pozitif net bugünkü değer hesaplanmıştır. Bu sonuç, çatı üzerine uygulanan güneş enerjisi yatırımlarının ülkemizin her noktasında “uygulanabilir yatırım” olarak değerlendirilebileceğinin bir göstergesidir. Arazi kurulumunda gerçekleşen net bugünkü değer tablosu Tablo 7'de verilmiştir.

4. BÖLGE TEŞVİK SİSTEMİ UYGULAMALARI			
DESTEK UNSURLARI		OSB DIŞI	OSB İÇİ
VERGİ İNDİRİMİ	Yatırıma Katkı Oranı	30%	40%
	Kurumlar/Gelir Vergisi İndirim Oranı	70%	80%
SİGORTA PRİMİ İŞVEREN HİSSESİ	Süre (Yıl)	6	7
	Sabit Yatırım Tutarına Oranı	25%	35%
FAİZ DESTEĞİ (biri tercih edilebilir)	TL (Puan) / Üst Limit (TL)	4 / 600 bin	5 / 700 bin
	Döviz (Puan) / Üst Limit (TL)	1 / 600 bin	2 / 700 bin
YATIRIM YERİ TAHSİSİ		Bölgesel Desteklerden Yararlanacak Bütün Yatırımlar	
KDV İSTİSNASI		Tüm Sektörlerdeki Teşvik Belgeli Yatırımlar Yararlanabilir	
GÜMRÜK VERGİSİ MUAFİYETİ		Tüm Sektörlerdeki Teşvik Belgeli Yatırımlar Yararlanabilir	
ASGARİ SABİT YATIRIM TUTARI		500 bin TL (Bu tutar, bölge bazında desteklenen bazı sektörler için daha yüksek olabilmektedir. Asgari yatırım tutarı ve kapasiteleri için 4. Bölge İl tablolarına bakınız.)	

Şekil 6. 4. Bölge Teşvik Unsurları [29]

Net bugünkü değer için yapılan hesabında öz kaynak ile yapılan tesislerin tüm senaryolarında pozitif net bugünkü değer hesaplanmıştır. Kredi kullanılarak yapılan tesislerde ise Balıkesir ve Samsun illerinde %50 mahsuplaşma-%50 satış ve %100 satış senaryolarında, İstanbul ilinde ise %100 satış senaryosunda negatif net bugünkü değer hesaplanmıştır. Antalya ili hem çatı hem de arazi kurulumlarında diğer illere göre tüm senaryolarda en yüksek net bugünkü değer sonuçlarına ulaşmıştır.

Çalışma kapsamındaki iller için hem çatı hem de arazi kurulumlarında gerçekleşen iç kârlılık oranı sonuçları Şekil 7'de ve Şekil 8'de verilmiştir.

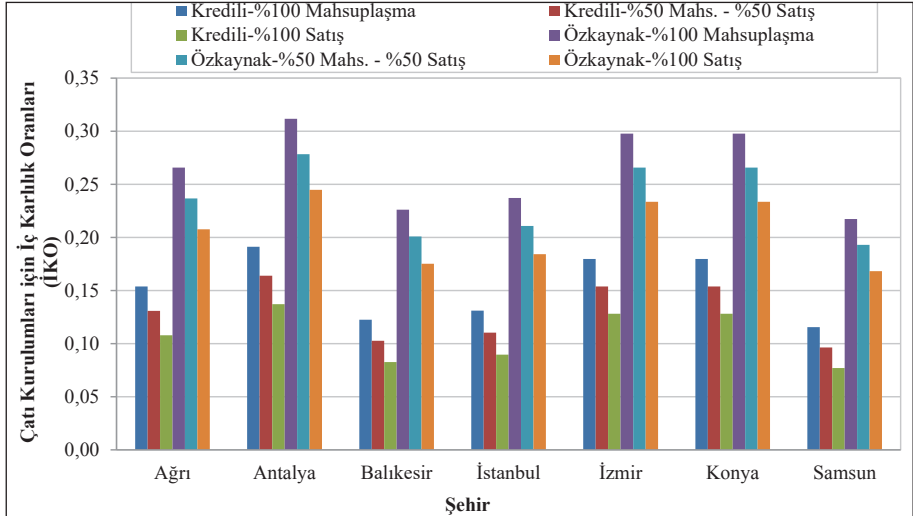
İç kârlılık oranı sonuçları incelendiğinde çatı kurulumlarında %100 öz kaynak ile tesislerin kurulması kredi ile kurulmasına göre ortalama %83, arazi kurulumlarında %100 öz kaynak ile tesislerin kurulması kredi ile kurulmasına göre ortalama %102

Tablo 6. Çatı Kurulumları için Net Bugünkü Değer

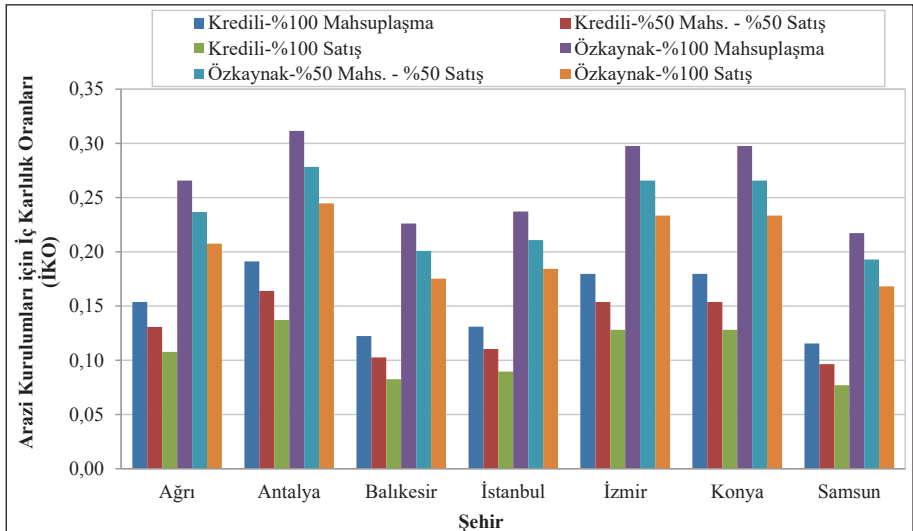
Yatırım Senaryoları	Arazi Kurulumları için Net Bugünkü Değerler (USD)								
	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun		
Kredili-%100 Mahsuplaşma	469043.30	825151.86	97026.11	219400.19	708896.49	684421.67	86012.44		
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	254628.75	573969.70	-78978.29	30760.87	469717.50	447769.67	-88854.81		
Kredili-%100 Satış	40214.21	322787.55	-254982.68	-157878.44	230538.52	211117.67	-263722.06		
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	1088810.19	1444918.75	716793.00	839167.08	1328663.38	1304188.56	705779.34		
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	874395.65	1193736.59	540788.61	650527.76	1089484.39	1067536.56	530912.08		
Öz kaynak-%100 Satış	659981.10	942554.44	364784.21	461888.45	850305.41	830884.56	356044.83		

Tablo 7. Arazi Kurulumları için Net Bugünkü Değer

Yatırım Senaryoları	Arazi Kurulumları için Net Bugünkü Değerler (USD)								
	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun		
Kredili-%100 Mahsuplaşma	469043.30	825151.86	97026.11	219400.19	708896.49	684421.67	86012.44		
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	254628.75	573969.70	-78978.29	30760.87	469717.50	447769.67	-88854.81		
Kredili-%100 Satış	40214.21	322787.55	-254982.68	-157878.44	230538.52	211117.67	-263722.06		
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	1088810.19	1444918.75	716793.00	839167.08	1328663.38	1304188.56	705779.34		
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	874395.65	1193736.59	540788.61	650527.76	1089484.39	1067536.56	530912.08		
Öz kaynak-%100 Satış	659981.10	942554.44	364784.21	461888.45	850305.41	830884.56	356044.83		



Şekil 7. Çatı Kurulumları için İç Kârlılık Oranı Hesapları



Şekil 7. Çatı Kurulumları için İç Kârlılık Oranı Hesapları

daha yüksek sonuçlar vermiştir. Antalya ili hem çatı hem de arazi kurulumlarında diğer illere göre tüm senaryolarda en yüksek iç kârlılık oranı değerlerine ulaşmıştır. Öz kaynakla kurulan %100 mahsuplaşma senaryosu hem çatı da hem de arazide en yüksek iç kârlılık oranı değerlerine sahip olmuştur. Çatı kurulumlarında iç kârlılık oranı değeri en yüksek %31 ile Antalya ilinde, öz kaynak ile kurulmuş %100 mah-

suplaşma senaryosunda; en düşük %8 ile Balıkesir ve Samsun illerinde, kredi ile kurulmuş %100 satış senaryosunda gerçekleşmiştir. Arazi kurulumlarında iç kârlılık oranı değeri en yüksek %27 ile Antalya ilindeki öz kaynak ile kurulmuş %100 mahsuplaşma senaryosunda; en düşük %5 ile Balıkesir ve Samsun illerinde, kredi ile kurulmuş %100 satış senaryosunda gerçekleşmiştir.

İç kârlılık oranının çalışmada kabul edilen %7.5'lik iskonto oranının üzerinde kaldığı, net bugünkü değerin pozitif sonuç verdiği ve kabul edilebilir yatırımlar olarak değerlendirildiği çatı ve arazi tasarımları Tablo 8'de ve Tablo 9'da verilmiştir.

Tablo 8'de ve Tablo 9'da tüm senaryolar için %7.5 den büyük değer alan iç kârlılık oranı verilerinin net bugünkü değerleri de pozitif olarak gerçekleşmiştir. Dolayısıyla bu yatırımlar kabul edilebilir yatırım olarak değerlendirilebilmektedir. Tüm

**Tablo 8.** Çatı Kurulumları için İç Kârlılık Oranının %7.5 den Büyük Olduğu Yatırımlar

İKO-ÇATI->%7.5	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
Kredili-%100 Mahsuplaşma	15%	19%	12%	13%	18%	18%	12%
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	13%	16%	10%	11%	15%	15%	10%
Kredili-%100 Satış	11%	14%	8%	9%	13%	13%	8%
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	27%	31%	23%	24%	30%	30%	22%
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	24%	28%	20%	21%	27%	27%	19%
Öz kaynak-%100 Satış	21%	24%	18%	18%	23%	23%	17%

**Tablo 9.** Arazi Kurulumları için İç Kârlılık Oranının %7.5 den Büyük Olduğu Yatırımlar

İKO-ARAZI->%7.5	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
Kredili-%100 Mahsuplaşma	12%	16%	9%	10%	15%	15%	8%
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	10%	13%	7%	8%	12%	12%	7%
Kredili-%100 Satış	8%	11%	5%	6%	10%	10%	5%
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	22%	27%	18%	19%	26%	25%	18%
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	20%	24%	15%	17%	23%	22%	15%
Öz kaynak-%100 Satış	17%	21%	13%	14%	19%	19%	13%



**Tablo 10.** Çatı Kurulumları için Proje Geri Dönüş Süreleri

Çatı Kurulumu/Proje Geri Dönüşü	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)
Kredili-%100 Mahsuplaşma	9.53	7.60	12.68	11.69	8.10	8.10	13.61
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	11.72	8.94	15.80	14.40	9.53	9.53	17.16
Kredili-%100 Satış	14.84	11.08	21.39	18.97	11.99	11.99	23.91
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	4.29	3.61	5.12	4.86	3.79	3.79	5.36
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	4.87	4.07	5.85	5.55	4.29	4.29	6.13
Öz kaynak-%100 Satış	5.65	4.70	6.90	6.50	4.94	4.94	7.27

senaryoların hem çatı hem de arazi kurulumu için proje geri dönüş süreleri Tablo 10'da ve Tablo 11'de verilmiştir.

Tablolar incelendiğinde çatı kurulumlarının arazi kurulumlarına göre geri dönüş sürelerinin daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır. Üretilen elektriğin aynı bağlantı noktasında tüketildiği veya %50 mahsuplaşma - %50 satış yapıldığı senaryolar özellikle çatı kurulumlarında en iyi geri dönüşlere ulaşılan senaryolar olmuştur. En düşük geri dönüş süresi Antalya ilinde %100 öz kaynak ile kurulmuş %100

**Tablo 11.** Arazi Kurulumları için Proje Geri Dönüş Süreleri

Arazi Kurulumu/Proje Geri Dönüşü	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)
Kredili-%100 Mahsuplaşma	12.55	9.19	20.40	16.80	9.94	10.16	20.81
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	16.00	11.37	-	23.28	12.54	12.82	-
Kredili-%100 Satış	22.80	14.70	-	-	16.54	16.99	-
Öz kaynak-%100 Mahsuplaşma	5.15	4.21	6.84	6.14	4.48	4.54	6.91
Öz kaynak-%50 Mahs. - %50 Satış	5.97	4.83	8.18	7.29	5.15	5.23	8.28
Öz kaynak-%100 Satış	7.22	5.69	10.04	8.97	6.08	6.19	10.28

mahsuplaşmanın yapıldığı 3.61 yıl ile çatı kurulumunda gerçekleşmiştir. Geri dönüş sürelerinin 25 yılın üzerinde çıktığı senaryolar sadece arazi kurulumlarında kredili yatırımlarda nispeten ışınım verilerinin düşük olduğu illerde gerçekleşmiştir. Ancak bu tip kredili yatırımlarda proje geri dönüş süresi ile birlikte yatırıma yönlendirilen öz kaynak miktarının geri dönüş süresine de bakılması gerekmektedir. Sonuçta yatırımcılar, projeden ziyade yatırdığı öz kaynak miktarının geri dönüşü ile daha çok ilgilenmektedir. Tablo 12’de ve Tablo 13’de kredi kullanılarak yapılan yatırımların öz kaynak geri dönüş süreleri verilmiştir.

Tablo 12 ve Tablo 13 incelendiğinde kredili yatırımlarda, yatırılan öz kaynak miktarının geri dönüş sürelerinin, tesisin tamamının öz kaynak ile kurulması durumlarına benzerlik gösterdiği hatta daha erken geri dönüş sürelerine sahip olduğu görülmektedir. Dolayısı ile tesislerin gerek tamamının öz kaynak ile gerekse kredi kullanılarak kurulması, yatırılan öz kaynak miktarlarının geri dönüşünde benzer sonuçlar alınacağı hesaplanmış olması yatırımcılar açısından önemli bir gösterge olarak karşımıza çıkmaktadır. Kredili veya tamamen öz kaynak ile yatırım yapmanın temel farkı tesisin elde edilecek toplam yatırım gelir yüzdesidir. Örnek olarak Konya ilinde %100 öz kaynak ile çatıya kurulmuş bir tesisin %100 mahsuplaşma sonucunda ki net bugün-

**Tablo 12.** Çatı Kurulumları için Öz kaynak Geri Dönüş Süreleri

Çatı Kurulumu/Öz kaynak Geri Dönüşü	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)
Kredili-%100 Mahsuplaşma	2.23	1.60	3.45	2.97	1.75	1.75	3.94
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	2.98	2.00	5.64	4.46	2.22	2.22	6.23
Kredili-%100 Satış	4.78	2.73	7.00	6.59	3.11	3.11	7.38

**Tablo 13.** Arazi Kurulumları için Öz kaynak Geri Dönüş Süreleri

Arazi Kurulumu/Öz kaynak Geri Dönüşü	Ağrı	Antalya	Balıkesir	İstanbul	İzmir	Konya	Samsun
	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)	GDS (Yıl)
Kredili-%100 Mahsuplaşma	3.30	2.05	6.76	6.06	2.34	2.41	6.82
Kredili-%50 Mahs. - %50 Satış	5.53	2.79	8.07	7.20	3.30	3.43	8.16
Kredili-%100 Satış	7.13	4.01	9.90	8.85	6.00	6.11	9.00

kü değeri 25 yılın sonunda 1375871.17 USD iken yatırılan öz kaynak tutarı 690000 USD'dir. Aynı sistemin %25 öz kaynak-%75 kredi ile kurulması sonucunda ki net bugünkü değeri 25 yılın sonunda 851453.01 USD iken yatırılan öz kaynak tutarı 172500 USD'dir. 25 yıl sonundaki %100 öz kaynak bakımından kazanç miktarı 685871.17 USD ve yüzdesi %99.4 iken %25 öz kaynak bakımından kazanç miktarı 678953.01 USD ve yüzdesi %393.6 olmaktadır.

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Türkiye'nin farklı bölgelerindeki iklim koşullarında, 1215 kWp / 1000 kWe güçlerinde hem arazi hem de çatı kurulumu olarak tasarlanan şebekeye bağlı lisanssız güneş enerjisinden elektrik üretim santrallerinin tekno-ekonomik analizi yapılmıştır. Analiz, Türkiye'nin farklı iklim koşullarına sahip Ağrı, Antalya, Balıkesir, İstanbul, İzmir, Konya ve Samsun illeri için PVsyst simülasyon programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizde elektrik tarife grubu olarak "Tek Terimli, Tek Zamanlı Orta Gerilim, Sanayi Tarifesi" seçilmiştir. Çalışmada, %100 mahsuplaşma, %50 mahsuplaşma-%50 satış ve %100 satış opsiyonları kullanılmıştır. 1215 kWp gücündeki tesisin çatı ve arazi kurulum maliyetleri sırasıyla 690000 USD ve 835500 USD olarak hesaplanmış ve tüm iller için aynı değerler kullanılmıştır. Seviyelendirilmiş enerji maliyetleri çatı kurulumları için sırasıyla Ağrı'da 0.044 USD/kWh, Antalya'da 0.038 USD/kWh, Balıkesir'de 0.050 USD/kWh, İstanbul'da 0.049 USD/kWh, İzmir'de 0.040 USD/kWh, Konya'da 0.040 USD/kWh ve Samsun'da 0.054 USD/kWh olarak hesaplanmıştır. Seviyelendirilmiş enerji maliyetleri arazi kurulumları için sırasıyla Ağrı'da 0.056 USD/kWh, Antalya'da 0.048 USD/kWh, Balıkesir'de 0.069 USD/kWh, İstanbul'da 0.064 USD/kWh, İzmir'de 0.051 USD/kWh, Konya'da 0.051 USD/kWh ve Samsun'da 0.069 USD/kWh olarak hesaplanmıştır. Yıllık enerji üretiminde en yüksek değer 1988 MWh/yıl ile Antalya da arazi kurulumunda, en düşük değer ise 1234 MWh/yıl ile Samsun'da çatı kurulumunda elde edilmiştir. Sistem performans oranında en yüksek değer %80.07 ile Ağrı'da çatı kurulumunda, en düşük değer ise %75.92 ile Antalya'da arazi kurulumunda elde edilmiştir. Tesislerin yatırım maliyetleri %25 öz kaynak - %75 kredili veya %100 öz kaynak kullanımlarına göre değerlendirilmiştir. Tüm senaryolar hesaplandığında net bugünkü değer ve iç kârlılık oranı en yüksek hem çatı hem de arazi kurulumları sırasıyla 1467651.73 USD ve 1444918.75 USD değerleri, %31 ve %27 oranları ile %100 mahsuplaşma senaryosunda %100 öz kaynak kullanımında Antalya ilinde elde edilmiştir. En düşük net bugünkü değer ve iç kârlılık oranı ise hem çatı hem de arazi kurulumlarında sırasıyla 15862.21 USD ve -263722.06 USD değerleri ve %8 ve %5 oranları ile %100 satış senaryosunda %25 öz kaynak-%75 kredi kullanımında Samsun ilinde elde edilmiştir. Net bugünkü değeri negatife götüren tüm senaryolarda yatırım projesinin yapılamayacağı sonucu bulunmuştur. Hem çatı hem de arazi kurulumlarında %100 öz kaynakla yapılan tüm yatırımlar pozitif net bugünkü değere ve en düşük %13 iç kârlılık oranına sahip olduğundan bu yatırımların



tüm iller için yapılabilir olduğu değerlendirilmiştir. %25 öz kaynak ve %75 kredi ile kurulan santrallerdeki çatı kurulumlarının tüm senaryolarında ve arazi kurulumlarında ki %100 mahsuplaşma senaryosunda tüm iller için pozitif NBD elde edilmiştir. %50-%50 mahsuplaşma-satış senaryosunda Balıkesir ve Samsun illeri ile %100 satış senaryolarında Balıkesir, Samsun ve İstanbul illeri negatif NBD elde edilmiştir.

Yatırımların tüm senaryolara göre proje geri dönüşleri hesaplanmış ve %100 öz kaynak kullanılan yatırımların çatı kurulumlarında 3.61 yıl ile 7.27 yıl arasında, arazi kurulumlarında 4.21 yıl ile 10.28 yıl arasında bulunmuştur. %25 öz kaynak ve %75 kredi kullanılarak yapılan yatırımlarda çatı kurulumları için 7.60 yıl ile 23.91 yıl arasında, arazi kurulumları için ise 9.19-23.28 yıl arasında gerçekleşmiştir. Kredili arazi kurulumlarında toplam 5 senaryoda 25 yılın üstünde geri dönüş süresi hesaplanmıştır. Dolayısı ile kredili yatırımlarda sadece projenin değil aynı zamanda yatırılan öz kaynak tutarının geri dönüşünün incelenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada yatırılan öz kaynak tutarının geri dönüşleri hesaplanmış ve %100 öz kaynak kullanımına benzer sürelerde geri dönüşler elde edilmiştir. Ancak kredi kullanımında yatırılan %25'lik öz kaynak tutarı ile %100 öz kaynak tutarı karşılaştırıldığında, 25 yıllık getiri miktarları hemen hemen aynı olmasına rağmen getiri yüzdeleri arasında %294.2'lik fark olması kredili yatırımların yatırımcılar tarafından daha tercih edilebilir olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Bu çalışma yatırımcılar için yol gösterici bir niteliğe sahiptir. Ülkemizin farklı bölgelerinde kurulması planlanan fotovoltaik teknolojiye sahip güneş enerjisinden elektrik üretim sistemlerinde, özellikle elektriğin tüketildiği yerde üretildiği senaryolar yüksek yapılabilirlik sonuçlarına sahiptir. Elde edilen tüm sonuçlar göz önüne alındığında yatırımcıların öncelikli olarak elektriğin tüketildiği yerde üretilen yatırımları tercih etmesi en kârlı yatırım olarak karşımıza çıkmaktadır. Bununla birlikte, bu çalışma kapsamındaki tüm illerde yapılabilecek yatırımlar özellikle öz kaynak miktarının geri dönüşü açısından oldukça caziptir.

Bu çalışma kapsamı perakende tek zamanlı tek terimli sanayi elektrik tarifesi üzerinden değerlendirilmiştir. Benzer şekilde belirli bölgeler için farklı tarife grupları, farklı iskonto oranları gibi değerler kullanılarak yeni çalışmalar yapılması önerilmektedir.

## KAYNAKÇA

1. “Türkiye Elektrik Enerjisi 10 Yıllık Üretim Kapasite Projeksiyonu 2012-2021”. İnternet bağlantısı: <https://www.epdk.gov.tr/Detay/DownloadDocument?id=XICKqzCM+PU=>, son erişim tarihi: 22 Nisan 2022.
2. “Türkiye 2022 yılı Mart Ayı Kurulu Güç miktarı”. 2022. İnternet bağlantısı: <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/kurulu-guc-raporlari>, son erişim tarihi: 22 Nisan 2022.
3. “Türkiye'nin 2006 Yılı Elektrik Enerjisi Üretimi Kaynak Dağılımı”. 2006. İnternet bağlantısı: [https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/aed000af86a084f\\_ek\\_0.pdf](https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/aed000af86a084f_ek_0.pdf), son erişim tarihi: 13 Nisan 2022.



4. "Lisanssız Elektrik Üretim Yönetmeliği". 2021. İnternet bağlantısı: <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-0-92/elektriklisanssiz-uretim>, son erişim tarihi: 07 Nisan 2022.
5. **Büyükzeren, R., Altıntaş, H. B., Martin, K., Kahraman, A.** 2015. "Binalardaki Fotovoltaik Uygulamasının Teknik, Çevresel ve Ekonomik İncelenmesi: Meram Tıp Fakültesi Hastanesi Örneği". EMO Bilimsel Dergi, cilt 5, sayı 10, s. 41-46
6. **Yahılı, M.** 2021. "Lisanslı Fotovoltaik Güneş Santrali Yatırımının Finansal Analizi: Van İli Örneği". BEÜ Fen Bilimleri Dergisi, cilt 10, sayı 3, s. 1055-1074.
7. **Malik, P., Awasthi, M., Sinha, S.** 2022. "A techno-economic investigation of grid integrated hybrid renewable energy systems". Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 51, p. 101976.
8. **Seedahmet, M. M. A., Ramli, M. A. M., Boucekara, H. R. E. H., Shahriar, M. A. M., Milyani, A. H., Rawa, M.** 2022. "A techno-economic analysis of a hybrid energy system for the electrification of a remote cluster in western Saudi Arabia". Alexandria Engineering Journal, vol. 61, p. 5183-5202.
9. **Taylan, O.** 2019. "Fotovoltaik ve Rüzgâr Enerjisi Sistem Kapasitelerinin Tekno-Ekonomik Analizle Belirlenmesi: İndirim Oranı ve Satış Tarifesinin Etkileri". DEU Fen ve Mühendislik Dergisi, cilt 21, sayı 63, s. 879-895.
10. **Gul, E., Baldinelli, G., Bartocci, P., Bianchi, F., Domenghini, P., Cotana, F., Wang, J.** 2022. "A techno-economic analysis of a solar FV and DC battery storage system for a community energy sharing". Energy, vol. 244, p. 123191.
11. **Chennaif, M., Maaouane, M., Zahboune, H., Elhafyani, M., Zouggar, S.** 2022. "Tri-objective techno-economic sizing optimization of Off-grid and On-grid renewable energy systems using Electric system Cascade Extended analysis and system Advisor Model". Applied Energy, vol. 305, p. 117844.
12. **Li, J., Liu, P., Li, Z.** 2022. "Optimal design of a hybrid renewable energy system with grid connection and comparison of techno-economic performances with an off-grid system: A case study of West China". Computers and Chemical Engineering, vol. 159, p. 107657.
13. **Emrani, A., Berrada, A., Arechkik, A., Bakhouya, M.** 2022. "Improved techno-economic optimization of an off-grid hybrid solar/wind/gravity energy storage system based on performance indicators". Journal of Energy Storage, vol. 49, p. 104163.
14. **Hafeez, H., Janjua, A. K., Nisar, H., Shakir, S., Shahzad, N., Wagas, A.** 2022. "Techno-economic perspective of a floating solar FV deployment over urban lakes: A case study of NUST lake Islamabad". Solar Energy, vol. 231, p. 355-364.
15. **Orhan, N., Şahin, S.** 2022. "Bir besi çiftliğinde güneş enerjisi sisteminin uygulanması ve ekonomik analizi". Türk Tarım ve Doğa Bilimleri Dergisi, cilt 9, sayı 1, s. 33-40
16. **Altınkök, S., Karadeniz, S., Altınkök, A.** 2022. "Photovoltaic system design and analysis at faculty scale". Journal of Naval Science and Engineering, vol 18, no 1, p. 91-120



17. **Dal, A. R., Yılmaz, F.** 2022. “Marmara bölgesindeki bir konteyner limanı için fotovoltaik enerji sistem kurulumunun tekno-ekonomik ve çevresel analizi”. Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, cilt 9, sayı 1, s. 416-432
18. **Çağlayan, N.** 2019. “Bir sera işletmesi için şebekeye bağlı ve şebekeden bağımsız rüzgar, fotovoltaik ve jeneratör sistemlerinin teknik ve ekonomik değerlendirmesi”. Mediterranean Agricultural Sciences, cilt 32, sayı 2, s. 175-184
19. **Biçen, T., Vardar, A.** 2022. “Technical an economic analysis of electricity production with solar panels: Bursa example”. Bursa Uludağ Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, cilt 36, sayı 1, s. 59-73
20. **Çeliktaş, M. S., Kırac, B.** 2019. “Şebeke bağlantılı bir fotovoltaik tesisin uzun erimli teknik ve ekonomik analizi”. Sürdürülebilir Mühendislik Uygulamaları ve Teknolojik Gelişmeler Dergisi, cilt 2, sayı 2, s. 101-112
21. “Elektrik Tarife Tabloları”. 2022. İnternet bağlantısı: <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Iceirik/3-1327/elektrik-faturlarına-esas-tarife-tabloları>, son erişim tarihi: 07 Nisan 2022.
22. Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası. 2022. “Gösterge Niteliğindeki Merkez Bankası Kurları-Tarih bazında görüntüleyebileceğiniz Merkez Bankası kurları”, İnternet bağlantısı: [https://www.tcmb.gov.tr/kurlar/kurlar\\_tr.html](https://www.tcmb.gov.tr/kurlar/kurlar_tr.html), son erişim tarihi: 22 Nisan 2022.
23. **Zou, H. Brown, M. A., Mao, G.** 2017. “Large-scale FV power generation in China: A grid parity and techno-economic analysis”. Energy, vol. 134, p. 256-268.
24. **Aquila, G., Coelho, E. O. P., Bonatto, B. D., Pamplona, E. O., Nakamura, T. W.** 2021. “Perspective of uncertainty and risk from the CVaR-LCOE approach: An analysis of the case of FV microgeneration in Minas Gerais, Brazil”. Energy, vol. 226, p. 120327.
25. **Castro, S. L., Filgueira, V. A., Carral, C. L., Formoso, J. A. F.** 2016. “Economic feasibility of floating offshore wind farms”. Energy, vol. 112, p. 868-882.
26. **Short, W., Packey, D., Holt, T. A.** 1995. “A manual for the economic evaluation of energy efficiency and renewable energy Technologies”. Golden: National Renewable Energy Laboratory, (No. NREL/TP-462-5173), p. 120.
27. **Agyekum, E. B.** 2021. “Techno-economic comparative analysis of solar photovoltaic power systems with and without storage systems in three different climatic regions, Ghana”. Sustainable Energy Technologies and Assesments, vol. 43, p. 100906.
28. “Yatırımlarda Devlet Yardımları Hakkında Kararın Uygulanmasına İlişkin Tebliğde Değişiklik Yapılmasına Dair Tebliğ”. 2022. İnternet bağlantısı: <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2022/02/20220224-20.htm>, son erişim tarihi: 08 Nisan 2022
29. 4. Bölge Teşvik Unsurları 2022. İnternet bağlantısı: <https://www.tesvikbelgesi.net/wp-content/uploads/2017/06/B%C3%96LGESEL-TE%C5%9EV%C4%B0K-4.-B%C3%96LGE-DESTEKLER%C4%B0.pdf>, son erişim tarihi: 22 Nisan 2022.



# Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformlarında Difüzyon-Konveksiyon Proseslerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modellemesi

Ece Yıldız Öztürk<sup>1</sup>

## ÖZ

Mikroakışkan tabanlı biyokimyasal analizler, hücre ve doku mühendisliğindeki son gelişmeler, mikroakışkan sistemler içinde uzaysal-zamansal olarak kütle transferinin kontrol edilmesine dayanmaktadır. Mikroakışkan sistemler ile hücresel mikroçevrenin kontrol edilmesi ve doku benzeri yapıların taklit edilmesinin yanı sıra, yüksek verimli analizlerin gerçekleştirilmesinde de oldukça kullanışlı araçlardır. Bu sistemler biyoaktif moleküllerin, nütrientlerin, büyüme faktörlerinin ve diğer hücresel regülatör moleküllerin konsantrasyon gradientlerinin zamana ve konuma bağlı olarak etme potansiyeline sahiptir. Bu nedenle mikrosistemlerde biyomoleküllerin taşınım olaylarının modellenmesi, mikroakışkan platformların tasarımını ve kantitatif biyolojik analizleri kolaylaştıran değerli ve kullanışlı bir analitik araçtır. Geliştirilen analitik model mikroakışkan sistem tasarımına rehberlik ettiğinden; maliyetli ve zaman alıcı deneyler minimuma indirilebilmekte; tasarım süreci verimliliği ve etkinliği artırılabilir.

Çalışma kapsamında ilaç taşınım uygulamalarına yönelik tek kanallı mikroakışkan platformda biyomoleküllerin difüzyon ve konveksiyon proseslerine vurgu yaparak kütle transferi profilini gösteren analitik bir model oluşturulmuştur. Mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinin hücresel fizyolojik ortamların akış dinamiğini taklit edebilmesi için pulsatil laminar sıvı akışını sağlayabilen peristaltik pompa ile sistem kurulmuştur. Dinamik akış koşulları altında hücreler üzerine etki eden biyomekanik kuvvetlerin (akış hızı, konsantrasyon, basınç dağılımı ve kayma gerilimi) etkisini sayısal olarak incelemek için COMSOL Multiphysics sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak mikroakışkan sistemin sayısal simülasyonu yapılmıştır. Mikroakışkan sistemde hücreler minimum kayma gerilimine maruz bırakılırken, kanal uzunluğu boyunca konsantrasyon profilinin korunduğu gösterilmiştir. Akış hızının artırılmasıyla mikro kanal boyunca çözünen konsantrasyon dağılımı değiştirilebilmektedir ve bu da hücreler üzerindeki kayma gerilimini artırmaktadır. Simülasyonu yapılan mikroakışkan analitik modelin, hücre kültürü, biyolojik analizler ve ilaç taşıyıcı sistemler için kullanılacak mikroakışkan platformların geliştirilmesinde sistem tasarımı ve parametre seçimi için temel olarak kullanılabilirliği düşünülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Mikroakışkan hücre kültürü, difüzyon, konveksiyon, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, matematiksel modelleme

Geliş/Received : 11.11.2021  
Kabul/Accepted : 29.08.2022

<sup>1</sup> Yaşar Üniversitesi, Gıda Teknolojisi Programı, Gıda İşleme Bölümü, İzmir

Ege Üniversitesi, Translasyonel Pulmonoloji Araştırma Merkezi, İzmir  
eceyildiz.bioeng@gmail.com, ece.ozturk@yasar.edu.tr, ORCID: 0000-0003-2482-7371



## Computational Fluid Dynamics Modeling of Diffusion-Convection Processes on Dynamic Microfluidic Cell Culture Platforms

### ABSTRACT

Microfluidic-based biochemical analyzes and recent developments in cell/tissue engineering are based on controlling spatio-temporally mass transfer in microfluidic systems. These systems are useful tools for controlling the cellular microenvironment and simulating tissue-like structures, as well as performing high-throughput analysis. Therefore, modeling of transport processes of biomolecules in microsystems is a valuable and useful analytical tool that facilitates the design of microfluidic platforms and quantitative biological analysis.

Within the scope of the study, an analytical model was created that shows the mass transfer profile by emphasizing the diffusion and convection processes of biomolecules in a single-channel microfluidic platform for drug transport applications. In order to mimic the flow dynamics of cellular physiological environments, the microsystem was established with a peristaltic pump that can provide pulsatile laminar fluid flow. Numerical simulation of the microsystem was performed using COMSOL software to numerically examine the effects of biomechanical forces (flow rate, concentration, pressure distribution and shear stress) acting on cells under dynamic flow conditions. In the microfluidic system, it has been shown that the concentration profile is maintained along the length of the channel while the cells are exposed to the minimum shear stress. By increasing the flow rate, the concentration distribution along the microchannel can be changed, increasing the shear stress on the cells. It is thought that the simulated microfluidic analytical model can be used as a basis for system design and parameter selection in the development of microfluidic platforms to be used for cell culture, biological analyzes and drug delivery systems.

**Keywords:** Microfluidic cell culture, diffusion, convection, computational fluid dynamics, mathematical modelling





## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

Microphysiological systems are applied in disease modelling, drug discovery studies, evaluation of drug efficacy, optimizing clinical trials, and developing new compounds to potentially reduce R&D costs and perform high-throughput testing. It also demonstrates that large amounts of biological complexity can be systematically analyzed when mass transfer processes in microfluidic systems are understood and controlled. In microfluidic systems, the effects of various control parameters such as molecular concentration distribution due to convective-diffusive mass transfer and flow rate, pressure distribution, shear stress can be examined. This information obtained is very important in the design of microphysiological systems that include common cell culture applications.

Computational fluid dynamic (CFD) simulations are a common approach used to estimate flow velocity, pressure, concentration distribution, and shear stresses in microfluidic systems. Simulations using the Navier-Stokes equations can create flow velocity and shear stress gradients without including sensors in microfluidic systems, allowing their magnitudes to be estimated. Contrary to the experimental approach, simulation studies facilitate the comprehensive design process, which includes modeling the microsystem before the design and testing stages. At the same time, modeling enables the study and visualization of quantities that are difficult to experimentally measure, time consuming, and difficult to examine in a given system.

### Objectives/Research Purpose

The basis objective of this study is to develop a dynamic microfluidic cell culture system to mimic the biophysical forces of A549 lung adenocarcinoma in the microvascular system, to examine the diffusion of Panaxatriol drug molecule with anti-tumor activity into cells and its effects on cells. It is also aimed to investigate the effect of biomechanical forces acting on cells under dynamic flow conditions by numerical simulation of the developed microfluidic cell culture platform. For this purpose, different pump systems were firstly compared for the transport of the culture medium in the microfluidic system. A dynamic microfluidic cell culture platform was created by using the peristaltic pump system, which can ideally mimic the microvascular system and provides pulsatile laminar flow. With CFD modelling, flow velocity, pressure and concentration distribution profiles formed along the microchannel were examined and shear stresses were calculated numerically.

### Methods/Methodology

In this study, numerical simulation of the microfluidic system was performed using COMSOL to examine the effect of Panaxatriol on circulating A549 lung adenocarcinoma cells and the effect of biomechanical forces (flow, concentration, pressure distribution and shear stress) acting on cells under dynamic flow conditions. In the developed analytical model, the flow velocity profile, shear velocity profile, wall pressure behavior and concentration distribution along the microchannel in the dynamic microfluidic cell culture system were investigated.

A 3D “Laminar Flow” interface based on the Navier-Stokes equations was used for low flow rates in the microchannel and a “Diluted Species Transport” interface for concentration distribution. In this study, the culture medium was assumed to be incompressible and homogeneous with Newtonian type flow behavior. Then, assuming a constant dynamic viscosity along the channel, the average shear stress in the middle of the channel was calculated using the shear stress equation in the stokes flow.

### Results/Findings

In the microfluidic cell culture platform where a peristaltic pump system providing pulsatile laminar flow is used, it is very important for the microvascular endothelium physiological environment to mimic the flow dynamics, recirculation of the culture medium, drug-cell interaction, absorption of the drug and its distribution in the system.

According to the CFD analysis, when a flow rate of 2  $\mu\text{l}/\text{min}$  is applied, the flow velocity is  $4.29 \times 10^{-5}$  m/s in the middle of the microchannel, while this wall decreases to  $0.2 \times 10^{-5}$  m/s in the wall part. In fully developed laminar flow, each fluid particle moves at a constant axial velocity along a streamline and the velocity pro-



file remains unchanged in the flow direction. According to the flow velocity profile, it was observed that the average flow velocity decreases as the laminar flow moves from the center of the microchannel to its wall. On the other hand, according to the shear velocity profile, it was observed that the shear velocity increased from the center of the microchannel to its wall. Accordingly, the shear stress increases as it approaches the microchannel walls. The shear stress has a maximum magnitude in the microchannel wall excluding the corners. According to the simulation of pressure distribution, it has been observed that the pressure decreases from the starting point to the exit point.

According to the concentration distribution profile along the microchannel in the microfluidic system with both convective and diffuse flow; It was observed that the drug concentration reached the highest level ( $0.2 \text{ mol/m}^3$ ) in the center of the entrance area where the drug solution was fed into the system, and then decreased to  $0.1 \text{ mol/m}^3$  towards the end of the microchannel entry area. Subsequently, the drug concentration remained at the same initial value ( $0.1 \text{ mol/m}^3$ ) throughout the microchannel. It is important that the drug molecules stay at the same concentration and at high retention times along the microchannel for drug-cell interactions to be more effective.

### **Discussion and Conclusions**

Within the scope of the study, an analytical model was created showing the transport profile in a single-channel microfluidic cell culture platform that provides adjustable regulation of flow and shear rate. In this system, it has been shown that while the cells are exposed to a minimum shear stress, a uniform concentration profile is maintained along the length of the channel. By increasing the flow rate in microfluidic cell culture systems with a single channel configuration, the solute concentration distribution along the channel can also be changed, which can increase the shear stress on the cells. It is thought that the analytical model simulated within the scope of the study can be used as a basis for system design and parameter selection in the development of the microfluidic platform to be used for tissue culture, bioassay, drug delivery systems, drug discovery and screening studies. However, the basic physics of this model can be extended to consider more complex systems involving the interaction of several soluble components in systems composed of various cell culture populations and types.



## 1. GİRİŞ

Mikroakışkan sistemler, biyoteknoloji şirketleri arasında geniş bir uygulama yelpaze-i ile hızla milyarlarca dolarlık bir endüstriye dönüşmektedir [1, 2]. En ilgi çekici mikroakışkan uygulamalarından biri, özelleşmiş kültür mikro çevrelerinin kullanımı ile in vivo organ fonksiyonunun özelliklerini taklit edebilen in vitro modeller olan mikrofizyolojik sistemlerdir. Çip-üstü-organ platformları olarak adlandırılan bu mikroakışkan sistemler, organ fizyolojisinin modellenmesini sağlamak ve özellikle ilaç keşfi çalışmalarında geleneksel iki boyutlu (2B) kültür yöntemlerine kıyasla daha doğru hücre-sel yanıtları tetiklemek için tasarlanmaktadır [3, 4]. Mikrofizyolojik sistemler pek çok alanda tıbbi araştırmaları hızlandırmaktadır. İlaç keşfi çalışmalarında, bu modeller büyük şirketler tarafından ilaç etkinliğini değerlendirmek, klinik deneyleri optimize etmek ve yeni bileşikler geliştirmek için potansiyel olarak Ar-Ge maliyetlerini azaltmak için yüksek verimde testler gerçekleştirmek için uygulanmaktadır [5]. Bununla birlikte, kompleks doku fonksiyonlarına sahip karmaşık sistemlerin geliştirilmesini sağlayan önde gelen bir uygulamalardan olan kanser gibi hastalıkların modellenmesi için de kullanılmaktadır [6].

Mikrofizyolojik sistemler, geleneksel 2B ve 3B hücre kültürü yöntemlerine kıyasla, belirli hücre tepkilerinin uyarılmasında akış hızını ve konsantrasyon dağılımlarını hassas bir şekilde kontrol etme imkânı sağlamaktadır [7, 8]. Mikrokanallarda oluşturulan konsantrasyon gradyanları kemotaksisi (hücre göçü) [9, 10], metabolik değişiklikleri, yara iyileşmesini [11] ve hatta metastazi (hücre ölümü) [12] indükleyebilmektedir. Mikrokanallardaki konsantrasyon gradyanlarının kontrol edilmesi, insan dokusunun taklit edilmesinde oldukça önemlidir [13]. Doku/organ mühendisliği, kemotaksis (hücre göçü) ve kan pıhtılaşması ile ilgili in vivo çalışmalar, sistemdeki kütle aktarımı anlaşıldığında ve kontrol edildiğinde büyük miktarda biyolojik karmaşıklığın sistematik olarak analiz edilebileceğini ortaya koymaktadır [14].

Mikroakışkan sistemlerde konvektif-difüzyf kütle taşımına bağlı moleküler konsantrasyon dağılımı ve çeşitli kontrol parametrelerinin etkileri incelenebilmektedir. Elde edilen bu bilgiler, ortak hücre kültürü uygulamalarını içeren mikrofizyolojik sistemlerin tasarlanmasında kullanılmaktadır [15]. Mikrofizyolojik sistemlerin tasarlanmasındaki diğer önemli parametreler ise akış hızı ve kayma hızıdır. Çünkü insan vücudunda, atardamarlarda ve toplardamarlarda kayma gerilimi oldukça önemlidir. Kayma geriliminin büyüklüğü kan damarı tipine bağlı olmakla birlikte, atardamarlar tipik olarak 10-60 dyne/cm<sup>2</sup> aralığında kayma gerilimi gösterirken, damarlar genellikle 1-10 dyne/cm<sup>2</sup> arasında kayma gerilimi göstermektedir [16]. Kayma gerilimi, kan damarlarının duvarlarındaki hücrelerde çeşitli reaksiyonlara neden olabilmektedir [17]. Bununla birlikte, hücre bağlanmasını [18-20], patolojik yanıtı [21, 22] ve gelişim biyolojisini [23, 24] etkilediği de gösterilmiştir. Mikroakışkan sistemler düşük örnek hacimleri ve hücre yoğunlukları ile çalışma imkânı sağladığından, kayma gerilimi gradyanlarının

oluşmasını sağlamaktadır. Bu da mikrosistemlerin kayma gerilimi etkilerinin incelenmesinde oldukça avantajlı olduğunu göstermektedir [25]. Mikrosistemde ortam viskozitesi, kanal geometrisi ve sıvı akışı değiştirilerek hücreler üzerindeki kayma gerilimi etkisini ayarlamak mümkündür [26].

Mikroakışkan platformlarda konveksiyon ve difüzyon kütle transferi proseslerinin incelendiği önemli uygulamalar enzimatik reaksiyon gerçekleşen mikrosistemlerde substrat/ürün taşınım olaylarının modelleme çalışmaları [27], biyomoleküllerin hidrodinamik yayılım katsayısını belirlemeye yönelik çalışmalar [28], analitlerin yüzey reseptörleriyle reaksiyona girdiği yüzey tabanlı biyosensör çalışmaları [29], ilaç geçirgenliği ve absorpsiyon çalışmaları [30], kemoterapi ilaç direnci mikroakışkan gradyan çalışmaları [31], mikroakışkan kromatografi çalışmaları [32]'dir.

Akışkanlar dinamiğinin sonlu elemanlar yöntemine (FEM) dayalı hesaplama simülasyonları, mikroakışkan sistemlerdeki akış hızı, basınç dağılımı ve kayma gerilimlerinin tahmin edilmesinde kullanılan yaygın bir yaklaşımdır. Navier-Stokes denkleminin kullanıldığı simülasyonlar, mikroakışkan sistemlere sensörler dahil edilmeden akış hızı ve kayma gerilimi gradyanları oluşturarak büyüklüklerinin tahmin edilmesine olanak sağlayabilmektedir [33]. Mikroakışkan sistemlerin hesaplamalı dinamik modelleri, erişilebilir ve kullanıcı dostu olan COMSOL Multiphysics sonlu eleman yazılımı kullanılarak uygulanmaktadır. Deneysel yaklaşımın aksine simülasyon çalışmaları mikrosistemin tasarım ve test aşamalarından önce modellemesini içeren kapsamlı tasarım sürecini kolaylaştırmaktadır. Aynı zamanda modelleme belirli bir sistemde deneysel olarak ölçülmesi zor, zaman alıcı olan ve incelenmesi zor olabilecek miktarların çalışılmasını ve görselleştirilmesini de sağlamaktadır.

Biyomedikal uygulamalar için hücre baskılı tabanlı entegre bir mikroakışkan cihazın kullanıldığı bir çalışmada, hücre kültürü alanını kontrol ederek geleneksel baskılama hücre baskılı substrat verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır [34]. Şırınga pompasına bağlı çoklu entegre mikroakışkan sisteminde enjeksiyon hızı, birim hacim başına hücre sayısı ve boyutu gibi parametreler ile birlikte kayma gerilimi ve kanal boyutlarının etkisi değerlendirilmiştir. Mikroakışkan hücre kültürü sisteminin akış özelliklerini daha iyi anlamak için COMSOL Multiphysics yazılımı kullanılarak mikroçipin sayısal simülasyonu hesaplanmıştır. Geliştirilen mikrosistemin çeşitli doku mühendisliği ve hücre terapötik uygulamalarında kullanılabilmesi öne sürülmüştür. Nano malzemelerin mikrosistemlerde üretimine örnek olarak optik ve elektriksel özelliklerinden dolayı önemli olan altın nanodendritlerin sentezinin yapıldığı bir çalışmada, çok dallı altın nanodendritlerin dallanma yapısını kontrol edebilen ve yüksek verimli çalışan dinamik mikroakışkan sistemi kullanılmıştır [35]. Mikrosistemdeki dinamik koşulların tek fazlı laminar akış altında altın nanodendrit oluşumu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dolaşımli bir akış biyoreaktöründe lokal duvar kayma gerilmesini araştırmak için, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizi için COMSOL Multiphysics™



5.2a sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak; tek fazlı sıvı akışı için yatışkın-durum Navier-Stokes denklemi çözülmüştür. Çalışmada altın nanodendritlerin mimarisinin esas olarak akış dinamiği gibi sentez koşullarına bağlı olduğu ve akış koşulları altında altın nanodendritlerin büyümesinin önemli ölçüde arttığı gösterilmiştir. Geliştirilen bu mikroakışkan dinamiği yaklaşımı, altın nanodendritlerin kontrollü bir şekilde oluşturulmasında etkili bir strateji sağlamıştır. Bir diğer farklı çalışmada kayma geriliminin insan umbilikal damar endotel hücreleri üzerindeki etkisinin incelendiği bir mikroakışkan sistemde akışkanlar dinamiğinin sonlu elemanlar yöntemine (FEM) dayalı hesaplamalı simülasyonu yapılmıştır [33]. Mikrosistem tasarımı ve akış koşullarının optimizasyonu için COMSOL Multiphysics (4.4, COMSOL, İsveç) yazılımı ile Newton akışkanlarının hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemi kullanılarak sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Bu çalışma ile sensörlerin sisteme dahil edilmeden kayma gerilimi gradyanları oluşturulmasına ve büyüklüklerinin tahmin edilmesine olanak sağladığı öne sürülmüştür. Benzer başka bir çalışmada ise, çözünür bileşiklerin gradyanının insan osteosarkom MG-63 hücreleri üzerindeki etkilerinin incelenmesi için mikroakışkan bir platform geliştirilmiştir [36]. Bu platform kayma gerilimi olmayan koşullar altında hücrelerin kültürünü ve bunların çözünen bileşiğe konsantrasyon gradyanlı olarak maruziyetini sağlamaktadır. Platform tasarımının optimizasyonu ve gradyan oluşturma dinamiklerinin incelenmesi için COMSOL Multiphysics (4.3, COMSOL, İsveç) yazılımı ile sonlu eleman modellemesi yapılmıştır. Geliştirilen platformda çözeltideki moleküllerin gradyanlarının etkilerini hücresele düzeyde yüksek verimli bir şekilde inceleme imkânı sayesinde, hücre iskeleti dinamiği gibi karmaşık moleküler yolların anlaşılmasını sağlamıştır. Hücre kültürü ve immünoloji temelli farklı bir diğer çalışmada ise; lenf nodlarındaki T hücrelerinin ve dendritik hücrelerin hücreler arası dinamiklerini ve fizyolojik koşullarını anlamak için dinamik mikroakışkan bir cihaz geliştirilmiştir [37]. Antijene özgü ve spesifik olmayan CD8+ sitotoksik T hücrelerinin ve CD4+ yardımcı T hücrelerinin farklı kayma gerilimlerinde akış sırasında etkinleştirilmiş veya etkinleştirilmemiş dendritik hücrelere (DC'lere) bağlanma ve ayrılma mekanizması, dinamikleri ve temel hücre davranışı araştırılmıştır. Mikrokanalın herhangi bir konumunda bir kesit boyunca kayma geriliminin dağılımının ve uygulanan farklı akış hızlarının etkisinin incelenmesi için COMSOL Multiphysics 4.4'te simülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile bu mikroakışkan platformunun, hücre sinyali ve aktivasyonu ile ilgili T hücresi: antijen sunan hücre (APC) etkileşimlerini araştırmak için değerli bir araç olabileceği gösterilmiştir.

Bu çalışma kapsamında ise, A549 akciğer adenokarsinoma hücre hatlarının mikrovasküler sistem içinde buldukları biyofiziksel kuvvetleri taklit etmesi, anti-tümör aktivitesine sahip Panaksatriol potansiyel ilaç molekülünün hücrelere difüzyonunun ve hücreler üzerindeki etkilerinin incelenmesi için dinamik mikroakışkan hücre kültürü sisteminin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, ilk olarak mikroakışkan sisteminde kültür ortamının taşınımı için pompa sistemi belirlenerek dinamik bir mik-

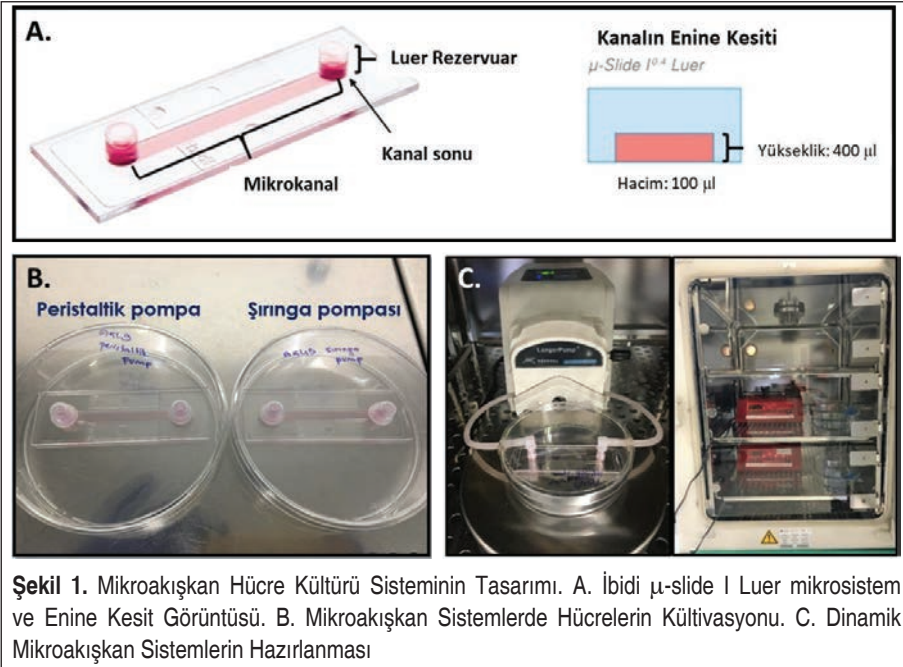
roakışkan platform oluşturulmuş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellemesi ile mikrokanal boyunca oluşan akış hızı, basınç ve konsantrasyon dağılım profilleri incelenerek, kayma gerilimleri sayısal olarak hesaplanmıştır. Çalışma kapsamında simülasyonu yapılan modelin, hücre kültürü, biyolojik analizler, ilaç taşıyıcı sistemler ve ilaç keşfi çalışmaları için mikroakışkan platformun geliştirilmesinde sistem tasarımı ve parametre seçimi için temel olarak kullanılabilceği düşünülmektedir.

## 2. MATERYAL & METOT

### 2.1 Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformunun Tasarlanması

A549 akciğer kanser hücrelerinin perfüzyon kültürü için İbidi  $\mu$ -slide I Luer mikroakışkan sistem (Şekil 1A) kullanılmıştır. Mikroakışkan hücre kültürü çalışmalarında 3B mikroçevreyi oluşturabilmek için, A549 hücreleri matrijel içerisinde mikrokanalet yüklenmiştir. Dinamik akış koşulları altındaki hücre kültürü çalışmaları için peristaltik ve şırınga pompa sistemleri kullanılmıştır. Her iki pompa sistemi için hücreler iki ayrı mikroakışkan kanala  $10^4$  hücre olacak şekilde ekilerek,  $37^\circ\text{C}$ , %5  $\text{CO}_2$  koşullarındaki inkübatörde bir gece kültüvyona bırakılmıştır (Şekil 1B).

Peristaltik ve şırınga pompa sistemlerini aynı akış koşullarında karşılaştırabilmek için, bağlantı borusunun uzunluk ve iç çap ölçülerini kullanarak optimum akış hızı hesaplanmıştır. Peristaltik pompa sisteminin akış birimi dk'daki devir sayısı cinsinde



olduğundan mikrosistemde taşınan kültür ortamının hacimsel akış hızı belirlenmiştir. Buna bağlı olarak, peristaltik pompanın en düşük akış hızını (0.1 rpm) kullanabilmek için 45 cm uzunluğunda ve 1.6 mm iç çapındaki boru sisteme bağlanmıştır ve hacimsel akış hızına göre şırınga pompasında da akış hızı 2  $\mu\text{l}/\text{dk}$ 'ya ayarlanmıştır (Şekil 1C). Yani kullanılan bağlantı borusu göz önünde bulundurularak peristaltik pompadaki 0.1 rpm akış hızı, şırınga pompasındaki 2  $\mu\text{l}/\text{dk}$  akış hızına denk gelmektedir. Şırınga pompası sisteminde de sürekli akış altında zamana bağlı çıkış akımı uzaklaştırılmış ve belirli aralıklarla mikrosistem mikroskop altında incelenmiştir.

## 2.2 Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Sisteminin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics – CFD) Modeli

### 2.2.1 Mikroakışkan Hücre Kültürü Sistemi

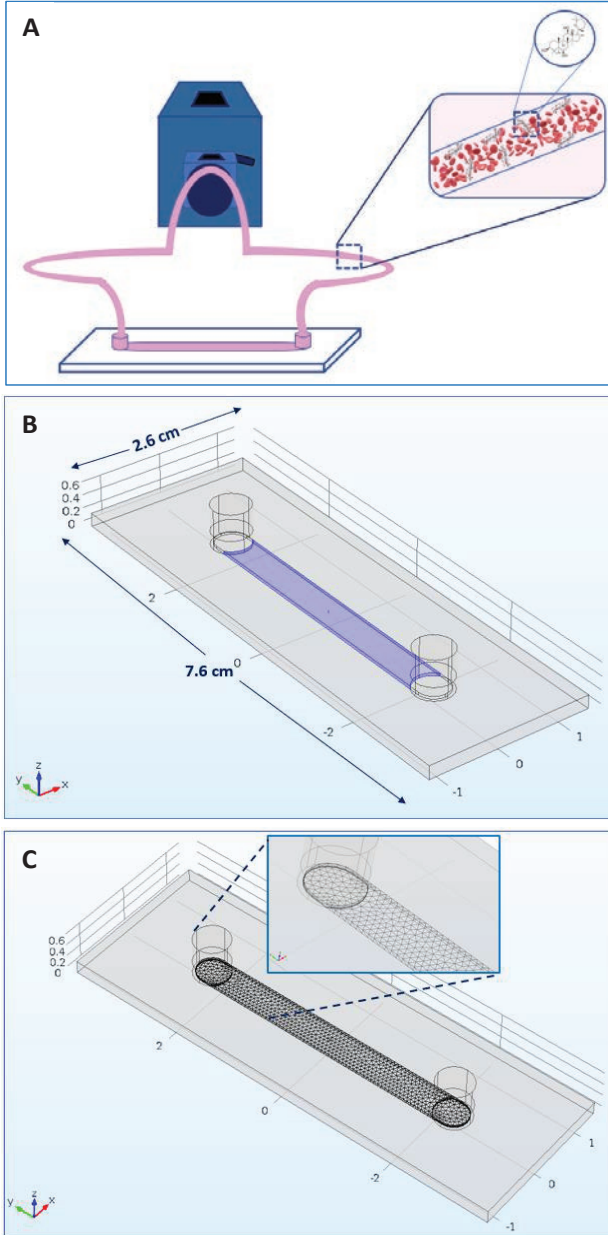
Mikroakışkan hücre kültürü platformu için ibidi firmasına ait polimer lamel üzerine yerleştirilmiş tek kanallı  $\mu$ -slide I Luer sistemi kullanılmıştır. Bu mikrosistem hücrelerin yüksek çözünürlükteki mikroskopik analizleri ve akış uygulamaları için oldukça elverişlidir. Dinamik akış uygulamaları altındaki hücre kültürü çalışmalarında silikon bağlantı elemanları ve mikrokanallar arasında Luer adaptörleri ile kolaylıkla bağlantı kurulabilmektedir. Sistemdeki mikrokanal boyunca homojen hücre dağılımına sahip olmakla birlikte, uniform kayma gerilimine sahiptir. İlaç solüsyonunun hücrelere sürekli olarak beslendiği dinamik mikroakışkan hücre kültürü sistemi için *in-vivo* benzeri fizyolojik davranışı taklit edebilmesi için peristaltik pompa sistemine bağlanmıştır (Şekil 2A).

Mikroakışkan hücre kültürü platformu 25.5 x 75.5 mm<sup>2</sup> dış boyutlara sahiptir. Blok yüksekliği 2 mm'dir. İç mikrokanal uzunluğu 50 mm, genişliği 5 mm'dir. Başlangıç ve çıkış rezervuar hacmi 60  $\mu\text{l}$  ve yarıçapı 0.25 cm'dir. Mikrokanalda hücrelerin büyüme alanı 2.5 cm<sup>2</sup>'dir. Bu bilgiler ışığında COMSOL Multiphysics (Version 5.2, COMSOL Inc.) yazılım paketi ile mikroakışkan sisteminin 3B geometrik çizimi yapılmıştır (Şekil 2B).

### 2.2.2 Mikroakışkan Sistemin Sonlu Elemanlar Metodu ile Simülasyonu

COMSOL Multiphysics yazılımı, model sistemin küçük parçalara ayrılarak her bir parçaya daha basit denklemler uygulandığı Sonlu Elemanlar Yöntemini (FEM - Finite Element Method) kullanarak çözümlenebilir ve domainin sadece belirli sayıda parçasında çözümlenebilmektedir. Geliştirilen analitik modelin ayrıklaştırılması nümerik analizin temelini oluşturmaktadır. FEM yöntemi ile problem küçük parçalara bölünerek ve sınır değer problemlerinin kısmi diferansiyel denklemleri kullanarak yaklaşık çözümleri bulunmaktadır. Oluşturulan modelin birbiri ile ağ şeklinde bağlantılı küçük parçalara ayrılması için çözüm ağı (meshing) uygulanmaktadır [38].

Mikroakışkan sistemin geometrik çiziminden sonra sayısal çözümlemenin yapılabil-



**Şekil 2.** Mikroakışkan Hücre Kültürü Sisteminin Boyutları ve 3-Boyutlu Tasarımı A) Dinamik Mikroakışkan Sisteminde Panaksatriol Molekülünün Sirkülasyonunun Şematik Gösterimi B) ibidi  $\mu$ -slide I Luer Mikroakışkan Sistemin Geometrik Çizimi C) Mikroakışkan Hücre Kültürü Sistemi Modelinin Çözüm Ağ Yapısı





mesi için modelin çözüm ağ yapısı belirlenmiştir. Üç boyutlu mikrokanalın örgü ağ tasarımı için kanal duvarından merkezine doğru paralel olarak belirli bir oranla artış gösteren üçgen ağ yapısı seçilmiştir (Şekil 2C).

“Multifizik” nodülünde ise, “Model Geliştirme” arayüzüne eklenen fizik arayüzleri takımı için kullanılan birleştirilmiş fizik özellikleri yer almaktadır. “Akış Bağlantısı” multifiziğinde “Kimyasal Türlerin Taşınımı” arayüzündeki model girdilerini belirlemek için  $u$  ve  $p$  değişkenleri tanımlanmıştır.

### 2.2.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) modellemesi, mikro ölçekli hücre kültürü alanında kullanılan kullanışlı bir tekniktir. Hidrodinamik ortamın işlevinin ve onu düzenleyen faktörlerin incelenmesini sağlar. CFD hücre kültürü çalışmalarında sıvı akışının hücre fonksiyonu üzerindeki etkilerini değerlendirmek için kullanılmaktadır. Bununla birlikte mikroakışkan hücre kültürü çip tasarımı ve optimizasyonu hakkında değerli bilgiler sağlamaktadır. Böylece simülasyon çalışmaları ile üretimden önce, mikroakışkan hücre kültürü cihazı tasarımları ve bunların ilgili akış hızları ve modelleri teorik olarak değerlendirilebilmekte ve karakterize edilebilmektedir. Akışkan giriş hızları ve kanal boyutu gibi diğer hassas parametreler de kayma gerilimi üzerindeki etkilerini daha iyi tahmin etmek için değiştirilebilmekte ve böylece hücre büyüme koşulları optimize edilebilmektedir [39]. CFD kodlamaları genellikle akış olayının görselleştirilmesini de sağlamaktadır. Akış hızı, basınç, konsantrasyon gibi parametrelerin ölçümünde problemleri akışkan alanları içinde konumlandırmanın pratik olmadığı durumlarda önemli fayda sağlamaktadır [40].

COMSOL Mikroakışkanlar Modülü, mikroakışkan platformların dizaynı ve biyokimyasal ve fizyolojik proseslerin anlaşılması amacıyla genellikle bilim insanları ve mühendisler tarafından kullanılmaktadır. Bir simülasyon problemi oluşturabilmek için COMSOL Mikroakışkanlar fizik arayüzleri kullanılmaktadır. İncelenmek istenen biyokimyasal ya da fiziksel prosesler, uygun başlangıç ve sınır koşullarını içeren kısmi veya adi diferansiyel denklemler şeklinde her bir fizik ara yüzünde yer almaktadır. Süreçle ilgili eklenen her parametre ilgili denklemlerdeki terim veya durumu göstermektedir. Farklı mikroakışkan sistemlerin matematiksel modellemesi için Mikroakışkanlar Modülü’nde yer alan pek çok fizik arayüzü kullanılabilir.

Bu çalışma kapsamında mikroakışkan hücre kültürü sisteminde hem difüzyon hem de konvektif akış mevcut olduğundan programa Mikroakışkanlar Modülü’nden “Laminar Akış” ve “Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” olmak üzere iki ayrı fizik atanmıştır. “Laminar Akış” sekmesi altında laminar akış rejimindeki akışkanın akış hızı ve basınç davranışını belirlemek için kullanılmaktadır. “Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” sekmesi, “Kimyasal Türlerin Taşınımı” bölümünde yer almaktadır ve solvent içindeki seyreltik çözücünün konsantrasyon alanının belirlenmesinde kullanılmaktadır. “Laminar

Akış” sekmesi altında domain seçimi, akışkan özellikleri, başlangıç değerleri, giriş akış hızı, çıkış basınç değeri bilgileri girilmiştir. “Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” sekmesi altında ise domain seçimi, transport mekanizmaları, difüzyon katsayısı değeri, sistem içerisindeki başlangıç konsantrasyon değeri, sisteme giriş konsantrasyon değeri, reaksiyon hızı değeri bilgileri girilmiştir.

Mikroakışkan platformlarda yer alan mikrokanal ölçüleri sebebiyle akış laminardır ve eylemsizlik kuvvetleri ihmal edilmektedir. “Laminar Akış” sekmesi altında çözülen denklikler, momentumun korunumu (Denklem (1)) ve kütle korunumu (Denklem (2)) için süreklilik denklemini içeren Navier-Stokes denklemleridir [41, 42]. Navier-Stokes denklemleri, akış altındaki bir sıvının hızının, basıncının, sıcaklığının ve yoğunluğunun nasıl ilişkili olduğunu açıklamakta ve viskozitenin akış üzerindeki etkisini içermektedir. Bu sebeple Navier-Stokes momentum denklemleri, birçok durumda akışkan-tabanlı uygulamaları çözmek için tercih edilen bir seçenektir [40]. Üç boyutlu sıkıştırılmaz Newton tipi akışkan akışı için süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve kütle dengesi denklemleri (Denklem (1), (2) ve (3)):

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 v \quad (2)$$

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + v \cdot \nabla C_i = D_i \nabla^2 C_i + R_i \quad (3)$$

Denkliklerde  $v$  hız vektörünü (m/s),  $\rho$  sıvının yoğunluğunu ( $\text{kg/m}^3$ ),  $P$  basıncı (Pa),  $\mu$  sıvının viskozitesini ( $\text{kg/(m.s)}$ ),  $C_i$  maddenin molar konsantrasyonunu ( $\text{mol/m}^3$ ),  $R_i$  birim hacim başına madde tüketiminin molar oranını yani reaksiyon hızını ( $\text{mol/m}^3.\text{s}$ ) ve  $D_i$  maddenin difüzyon katsayısını ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) temsil etmektedir.  $\nabla$  fark operatörü ve  $\nabla^2$  Laplace operatörüdür.

Mikroakışkan hücre kültürü çiplerinin boyutu çok küçük olduğundan, akış rejimi tipik olarak laminardır ve kanal duvarlarından merkezine doğru hızı artan sıvının katmanlarından oluşur. Bir akışkandaki eylemsizlik kuvvetlerinin viskozite kuvvetlere oranı, Reynolds sayısı (Re) olarak adlandırılan boyutsuz bir parametre ile verilmektedir (Denklem 4):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot l}{\mu} \quad (4)$$

$V$  ortalama hızı (m/s) ve  $l$  karakteristik uzunluğu (m) temsil etmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında, akış bozuklukları artma eğilimi gösterir ve türbülans geçişine neden



olmaktadır [42, 43]. Çok düşük hızlarda, eylemsizlik kuvvetleri viskoz kuvvetlere kıyasla çok zayıftır ve Reynolds sayısı 1'den düşüktür. Denklem (2)'nin sol tarafındaki eylemsizlik terimleri göz ardı edilebilir. Navier-Stokes denklemi, Stokes veya sürünen akış olarak adlandırılan bu rejimde Stokes denklemine indirgenmektedir (Denklem (5)). Sürünen akış, advectif atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere kıyasla düşük olduğu bir tür akışkan akışıdır.

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 V \quad (5)$$

“Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” sekmesi, bir seyreltilmiş çözünen bir maddenin konsantrasyon dağılımını belirlemek için kullanılmaktadır. Kütle transferinde etkili olan kuvvetler akışkan akışına bağlı olduğunda, Fick yasası veya difüzyon konveksiyon şeklinde olabilmektedir. Difüzyon ve konveksiyon tabanlı kütle transferi mekanizmalarının incelenmesinde kütle dengesi denklemi Denklem (3) kullanılmaktadır.

Bu çalışmada mikroakışkan hücre kültürü platformunda akış, konsantrasyon ve basınç dağılımı özelliklerini daha iyi anlaşılması için COMSOL Multiphysics 5.2a sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak mikrosistemin sayısal simülasyonu yapılmıştır. Dinamik mikroakışkan hücre kültürü modelindeki mikrokanaldaki düşük akış hızları için Navier-Stokes denklemine (Denklem 2) dayanan bir 3B “Laminar Akış” arayüzü ve konsantrasyon dağılımı için “Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” arayüzü kullanılmıştır. Bu çalışmada, DMEM kültür ortamı 990 kg/m<sup>3</sup> yoğunluğa ve 0.00078 Pa.s dinamik viskoziteye sahip olmakla birlikte, Newtonian tipi akış davranışı ile sıkıştırılmaz ve homojen olarak kabul edilmiştir. Giriş hızı ve sıfır basınç sınır koşulları sırasıyla giriş ve çıkışta kullanılmış ve tüm duvarlara kaymaz koşullar uygulanmıştır.

Daha sonra, kanal boyunca sabit bir dinamik viskozite varsayılarak, kayma gerilimi denklem (6) kullanılarak mikrokanal boyunca hesaplanmıştır. Navier-Stokes denklemlerinin Stokes yaklaşımı, akışkanın hareketini tanımlamak için kullanılmaktadır. Stokes akışında, kanalın ortasındaki ortalama kayma gerilimi hesaplanabilmektedir.

$$\tau = \frac{6 \cdot \mu \cdot Q}{h^2 \cdot w} \quad (6)$$

burada  $\tau$  kayma gerilimi (dyn/cm<sup>2</sup>),  $\mu$  sıvının dinamik viskozitesi (0.00078 kg/m.s),  $Q$  hacimsel akış hızı (2  $\mu$ l/dk),  $h$  mikro kanalın yüksekliği (0.04 cm) ve  $w$  mikro kanalın genişliğidir (5 mm).

### 2.3 Akciğer Adenokarsinoma (A549) Hücre Kültürü Çalışmaları

A549 adenokarsinoma (akciğer kanseri) hücre hattı 75 cm<sup>2</sup>'lik yüzey alanına sahip hücre kültürü kaplarında, %10 FBS, %0.5 Gentamisin, %0.5 Penisilin/Streptomisin ve %1 L-glutamin eklenmiş yüksek glikoz içerikli DMEM kültür ortamı ile %5 CO<sub>2</sub>,

37 °C koşullarındaki inkübatörde kültive edilmiştir. 3B hücre kültürü mikro çevresini simüle edebilmek için mikrokanallara ¼ dilüsyon oranında Matrijel (Corning Matrijel Bazal Membran) Matris (19.90 mg/ml), hücre süspansiyonu ve kültür ortamı karıştırılarak, 1x10<sup>5</sup> hücre/100 µl olacak şekilde yükleme yapılmıştır. Dinamik mikroakışkan sistemde kültür ortamı ve ilaçlı ortam 2 µl/dk akış hızında 24-48 saat boyunca mikrokanala verilmiştir (37 °C ve %5 CO<sub>2</sub>).

## 2.4 Mikroakışkan Sistemlerde Hücre Canlılığının Belirlenmesi

Mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinde Panaksatriol ilaç solüsyonunun sitotoksik aktivitesi MTT yöntemi (3-4,5-dimetil-tiazolil-2,5-difeniltetrazolium bromid) ile belirlenmiştir. Sürekli akış altında kültür ortamı ve ilaç uygulamasının ardından, deneme sonlandırılmış ve mikrokanallardan ilaçlı ve ilaçsız kültür ortamı çekilmiştir. Ardından mikrokanalda yer alan hücreler üzerine MTT solüsyonu (~220 µl) eklenerek, 3 saat inkübasyona bırakılmıştır. Adından MTT solüsyonu uzaklaştırılarak, DMSO (Dimetil sülfoksit) eklenmiş ve homojenize edilmiştir. Oluşan MTT formazan kristalleri ve hücre sayısı arasındaki korelasyonu belirleyebilmek için mikrokanaldan 100 µl örnek alınarak, petri kabına aktarılmış ve 570 nm dalga boyundaki mikropilaka okuyucuda (SpectraMax 190, Molecular Devices, Sunnyvale, CA, USA) okuma yapılmıştır. Spektrofotometrik veriler ile hücre canlılığı yüzdesel olarak aşağıdaki denklik ile hesaplanmıştır:

$$\text{Hücre canlılığı}(\%) = \frac{ABS_{ilaçlı}}{ABS_{ilaçsız}} * 100 \quad (7)$$

## 2.5 İstatiksel Analiz

İstatiksel analiz, GraphPad Prism 5.0 (San Diego, CA, ABD) programı kullanılarak yapılmıştır. Çoklu grup denemeleri çift yönlü varyans analizi ile (iki yönlü ANOVA) ±%95 güven aralığında Bonferroni post testi ile değerlendirilmiştir (p<0.05). Ayrıca “\*” p<0.05, “\*\*” p<0.01, “\*\*\*” p<0.001 ve “non-significant (ns)” p>0.05 anlamına gelmektedir. Deneyler 2-3 tekrarlı olarak gerçekleştirilmiştir. Veriler, ortalama değerler ±SEM (ortalamanın standart hatası) olarak gösterilmiştir.

## 3. SONUÇLAR

Bu çalışmada dolaşımdaki A549 akciğer adenokarsinoma hücrelerine Panaksatriol ilaç molekülünün etkisini ve dinamik akış koşulları altında hücreler üzerine etki eden biyomekanik kuvvetlerin (akış, konsantrasyon, basınç dağılımı ve kayma gerilimi) etkisini sayısal olarak incelemek için COMSOL Multiphysics 5.2a sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak mikroakışkan sistemin sayısal simülasyonu yapılmıştır. Sayısal çözümlenin yapıldığı mikroakışkan sistem Şekil 1’de ve üç boyutlu geometrik çizimi Şekil 2’de gösterilmiştir. Mikroakışkan sistemin sayısal çözümleniminin yapılabilmesi



için modelin çözüm ağ yapısı Şekil 3'te gösterilmiştir. Mikroakışkan kanalda 2 µl/dk akış hızı değeri için akış ve kayma hızı profili, duvar basıncı davranışı, konsantrasyon dağılımı ve kayma gerilimi değeri belirlenmiştir.

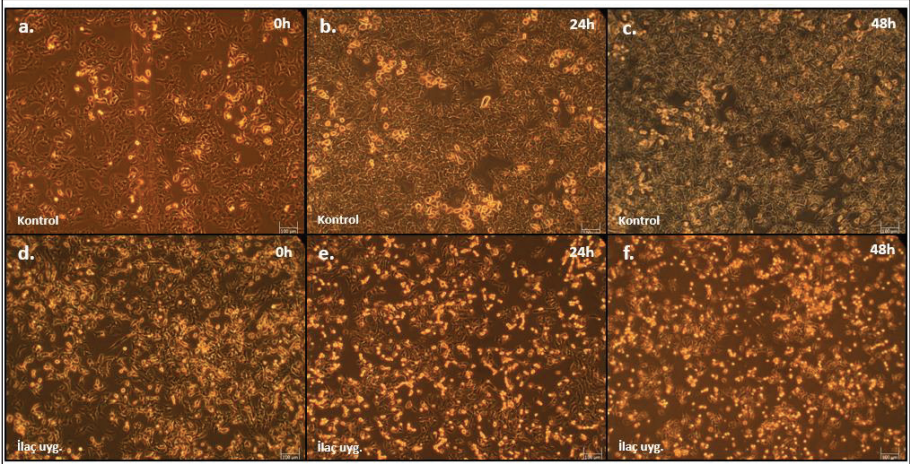
### 3.1 Mikroakışkan Sistemlerde A549 Hücre Kültürü için Dinamik Sistemin Belirlenmesi

Çalışma kapsamında sürekli akışın sağlandığı dinamik mikroakışkan sistemleri için peristaltik pompa ve şırınga pompa kullanılmıştır. Her iki pompanın da test edilebilmesi için hem ilaçsız (kontrol) hem de ilaçlı kültür ortamının sürekli akış altında sisteme verileceği iki ayrı dinamik mikroakışkan sistem kullanılmıştır. Peristaltik pompa sistemi 0.1 rpm; şırınga pompa sistemi ise 2 µl/dk akış hızı ile 48 saat süresince çalıştırılmıştır. Mikrokanallar belirli sürelerde mikroskopik olarak incelenmiştir. Akış uygulamaları sonrasında, mikro kanallardaki hücre canlılıkları MTT yöntemi ile hesaplanmıştır. Bununla birlikte, mikroskop görselleri üzerinden hücre sayımı ImageJ programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dinamik mikroakışkan sistemlerde ilaç uygulaması sonrası kontrol grubuna göre elde edilen yüzdesel hücre canlılığı değerleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

**Tablo 1.** Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Sistemlerinde İlaç Uygulaması Sonrası Yüzdesel Hücre Canlılıkları

Dinamik sistem	MTT Hücre Canlılığı		ImageJ Hücre Canlılığı	
	24. saat	48. saat	24. saat	48. saat
Peristaltik pompa sistemi	-	%49±0,4	%63.48±4.6	%52.87±3.8
Şırınga pompası sistemi	-	%63±0,45	%65.45±6.7	%62.53±5.6

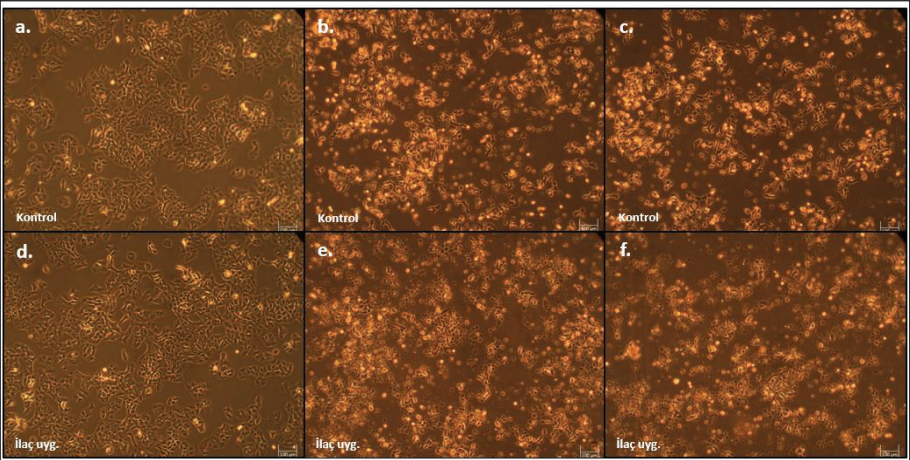
Peristaltik pompa sisteminin ilaç uygulanmayan kontrol grubunda hücre sayısında zamana bağlı artış olduğu görülmüştür. Peristaltik pompa ile mikrokanaldan sürekli akış altında geçirilen hücre kültürü ortamı şartlandırılmış ortam davranışı gösterdiğinden; hücreler salgıladıkları büyüme faktörlerinden dolayı çok daha iyi çoğalma göstermişlerdir. İlaç uygulaması sonrası hücre morfolojilerinde bozulmalar meydana gelmiş ve hücre ölümlerine bağlı olarak kontrol grubuna göre hücre sayısı azalmıştır (Şekil 3). Şırınga pompa sisteminde ise kontrol grubunda sürekli akış altında taze ortam geçirilmesine bağlı hücre kaybı olduğu görülmüştür. İlaç uygulaması sonrasında hücre morfolojilerinde bozulmalar meydana gelmiş ve canlı hücre sayısı azalmıştır (Şekil 4). Her iki dinamik sistem karşılaştırıldığında peristaltik pompa sisteminde hücrelerin daha iyi gelişim gösterdiği ve ilaç uygulaması sonrasında da ilaç hücre etkileşiminin daha etkili olduğu anlaşılmıştır. İnsan vücudunda kalp atışının yarattığı dalgalanmalar sebebiyle büyük arter damarlarında pulsatil laminar akım ile karşılaşmaktadır.



**Şekil 3.** Peristaltik Pompa ile Kurulan Dinamik Mikrosistemin 0 (a), 24 (b) ve 48. (c) Saat Görüntüleri; İlaç Uygulaması Sonrası 0 (d), 24 (e) ve 48. (f) Saat Görüntüleri (Zeiss, Germany, bar skalası 100µm)

DeneySEL olarak pulsatil akış periyodik olarak değişen akış hızına ve sabit akış yönüne sahip bir akış kullanılarak taklit edilebilmektedir. Bu bağlamda mikrovasküler endotelium fizyolojik ortamının akış dinamiğini daha iyi simüle etmesinden dolayı peristaltik pompa sisteminin çok daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

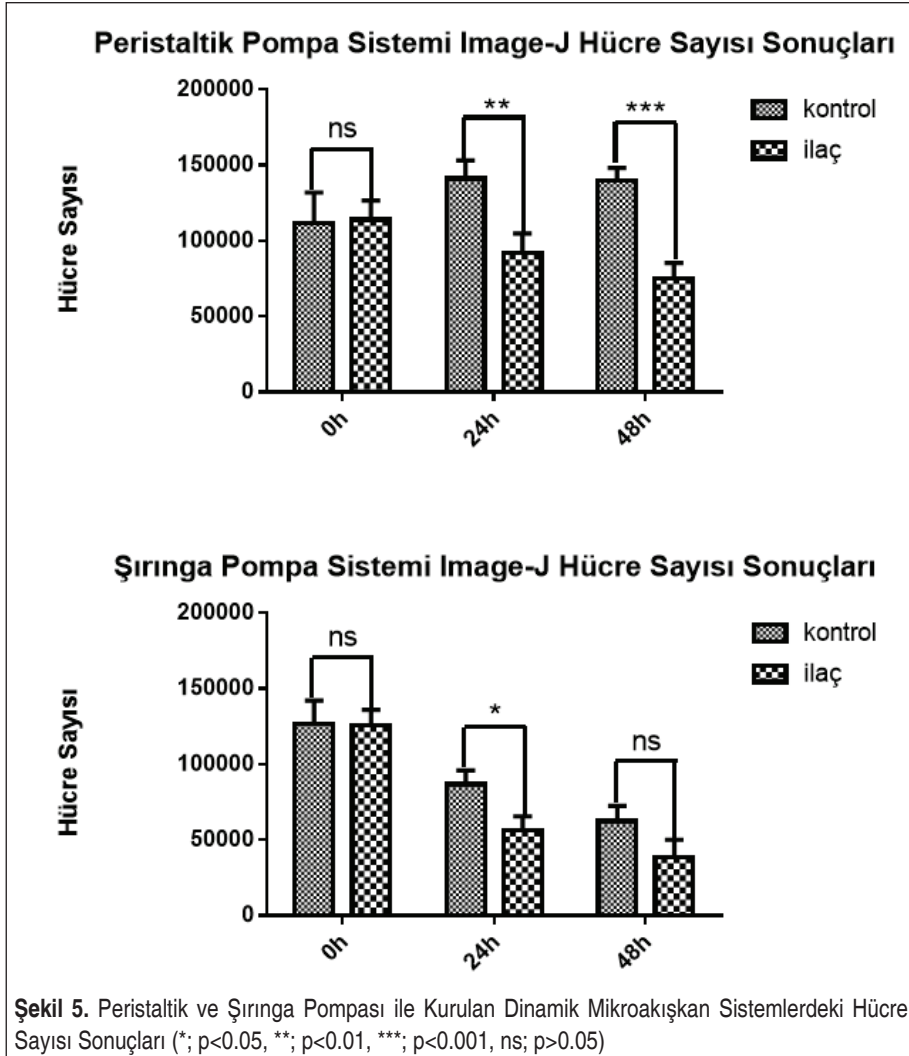
İlaç uygulaması sonrası mikroakışkan sistemlerdeki hücre canlılıkları ImageJ programı ile hesaplanmıştır. Mikroskobik görsellerde sağlıklı membran yapısındaki hücreler



**Şekil 4.** Şırınga Pompa ile Kurulan Dinamik Mikrosistemin 0 (a), 24 (b) ve 48. (c) Saat Görüntüleri; İlaç Uygulaması Sonrası 0 (d), 24 (e) ve 48. (f) Saat Görüntüleri (Zeiss, Germany, bar skalası 100µm)

belirlenerek, sayımları yapılmış ve GraphPad programında hücre sayısı grafikleri çizilmiştir. Her iki dinamik mikroakışkan sistemlerindeki ImageJ hücre sayısı sonuçları Şekil 5’de verilmiştir. Peristaltik pompa mikrosisteminde ilaç uygulanmayan kontrol grubunda zamana bağlı hücre sayısında artış olurken, ilaç uygulanan grupta hücre sayısında azalma olmuştur. Bunun aksine şırınga pompa mikrosisteminde ise hem kontrol hem de ilaç uygulanan grupta zamana bağlı hücre sayısında azalma meydana gelmiştir.

Hücre sayım sonuçları iki-yönlü ANOVA, Bonferroni post testi ile  $\pm 0.95$  güven aralığında değerlendirilmiştir. Peristaltik pompa sisteminde 24. ve 48. saatlerde kontrol



ve ilaç grubu arasında anlamlı farklar olduğu belirtilmiştir (\*\* $p < 0.001$ , \*\* $p < 0.01$ , \* $p < 0.05$ , ns;  $p > 0.05$ ). Ayrıca 48. saatte kontrol ve ilaç grubunun anlamlı derecede farklı olduğu görülmüştür. Şırınga pompa sisteminde ise 48. saatte kontrol ve ilaç grubu arasındaki farklılığın anlamsız olduğu görülmüştür.

Tüm bu bilgiler ışığında peristaltik pompa ile kurulan mikrosistemin; hücre canlılığı, sayısı ve morfolojisi göz önünde bulundurulduğunda ilaç molekülü-hücre etkileşimlerinin daha iyi sonucuna varılmıştır. Şırınga pompası ile kurulan mikrosisteme hücreler uyum sağlayamadığı görülmüştür. Buna ek olarak mikrokanalda sürekli akış altında hücrelerin süpürülmesi sebebiyle hücre sayıları azalmıştır; dolayısıyla şırınga pompa ile sisteme verilen ilaç solüsyonu hücreler üzerinde etkinliğini gösterememiştir. Öte yandan pulsatil laminar akış sağlayan peristaltik pompa sisteminin kullanıldığı mikroakışkan hücre kültürü platformunda ilaç solüsyonunun perfüzyonu, *in vivo* hücresele fizyolojik çevreleri simüle etmesi, ilacın sistemde dağılımı ve hücreler tarafından emilimi açısından oldukça önemlidir [44]. İnsan vücudunda bulunan pek çok hücre, doğal pulsatil akışın olduğu ortamlarda bulunmaktadır ve hücresele fizyolojik davranışı gösterbilmek için mekanik strese gereksinim duymaktadır. Bu sebeple *in vitro* mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinin *in vivo* fizyolojik mikroçevreleri simüle edebilmesi için pulsatil laminar sıvı akışını sağlayabilen bir kaynaktan güç alması oldukça önemlidir.

Peristaltik pompa sisteminin şırınga pompa sistemine göre bir diğer önemli avantajı da sistemde çok daha az miktarlarda kültür ortamı ve ilaç solüsyonunun harcanmasıdır. Peristaltik pompa sistemindeki akış uygulamalarında bağlantı borusu ile mikrokanal hacmi kadar miktarda kültür ortamı ve ilaç solüsyonu kullanılmaktadır. Şırınga pompa sisteminde ise uygulama süresince taze kültür ortamı ve ilaç solüsyonu şırıngadan mikrokanala sürekli olarak beslenmektedir. Dolayısıyla kullanılan kıymetli ve pahalı ilaç solüsyonlarının çok fazla harcanmasına yol açmaktadır.

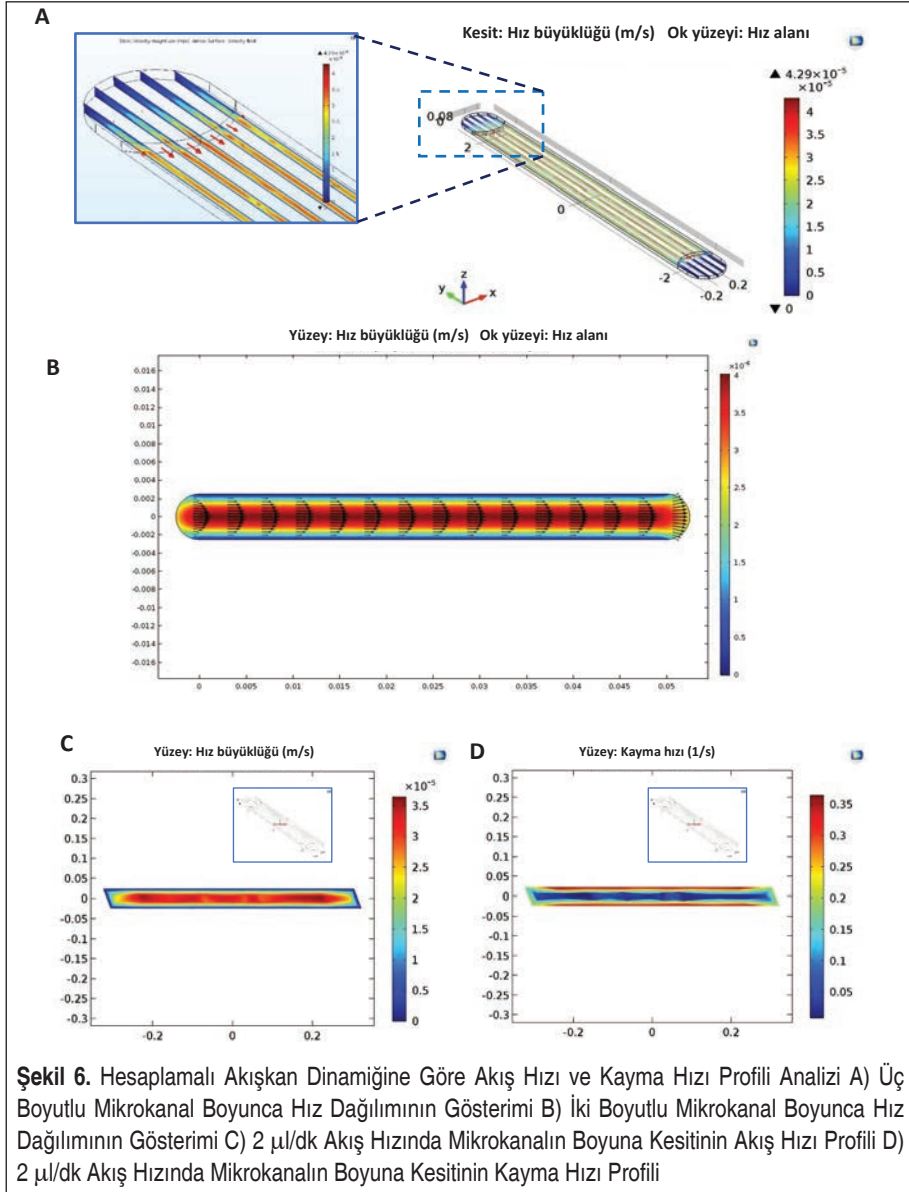
### 3.2 Dinamik Mikroakışkan Sistemin Hesaplamalı Akışkan Modelinin Simülasyonu

Dinamik mikroakışkan hücre kültürü sisteminde mikrokanal boyunca akış hızı profili, kayma hızı profili, duvar basıncı davranışı ve konsantrasyon dağılımı incelenmiştir. Bu çalışmada hücre kültürü için kullanılan DMEM kültür ortamının Newtonian akış ve homojen olduğu varsayılmıştır. Bu sebeple Newtonian olmayan etkiler ihmal edilmiştir. DMEM kültür ortamının 37°C'deki yoğunluk ve dinamik viskozite değerleri sırasıyla 990 kg/m<sup>3</sup> ve 0.00078 Pa.s olarak belirlenmiştir. Panaksatriol ilaç solüsyonunun sürekli akış altında beslediği mikroakışkan sistemde hem difüzyif hem de konvektif akış söz konusu olduğundan modele “Laminar Akış” ve “Seyreltilmiş Türlerin Taşınımı” olmak üzere iki ayrı fizik atanmıştır. Konveksiyon ve difüzyon kütle transfer mekanizmalarının eş zamanlı birlikte yer aldığı mikroakışkan sistemlerde deneysel lag-time analiz metodu kullanılarak ilaç molekülünün difüzyon katsayısı



yani hidrodinamik yayılım katsayısı belirlenebilmektedir. Buna bağlı olarak sistemde Panaksatriol ilaç molekülünün hidrodinamik yayılım katsayısı yaklaşık  $1 \times 10^{-6}$  m/s olarak belirlenmiştir [28].

CFD analizine göre mikrokanalın orta noktasından alınan enine kesitin hız profili Şekil 6'da gösterilmiştir.  $2 \mu\text{l/dk}$  başlangıç akış hızı için kanalın merkezinde akış hızı en



yüksek değere ulaşırken, kanalın duvarına doğru akış hızı azalmaktadır. Buna bağlı olarak peristaltik pompa ile  $2 \mu\text{l}/\text{dk}$  akış hızı uygulandığında mikrokanalın ortasında akış hızı  $4.29 \times 10^{-5} \text{ m/s}$  iken, duvar kısmında bu duvar  $0.2 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ 'ye kadar düşmektedir (Şekil 6A). Tam gelişmiş laminar akışta, her akışkan parçacığı bir akım çizgisi boyunca sabit bir eksenel hızda hareket etmekte ve hız profili akış yönünde değişmeden kalmaktadır. Radyal yönde hareket yoktur ve bu nedenle akışa dik doğrultudaki hız bileşeni her yerde sıfırdır. Akış sabit ve tam gelişmiş olduğu için hızlanma yoktur (Şekil 6B).

Aynı akış hızında mikrokanalın enine kesitinde akış hızı ve kayma hızı profilleri gösterilmiştir (Şekil 6C, 6D). Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre akış hızı profilinde laminar akış mikrokanalın merkezinden duvarına doğru gittikçe ortalama akış hızının azaldığı görülmüştür. Diğer yandan kayma hızı profiline göre mikrokanalın merkezinden duvarına doğru gittikçe kayma hızının arttığı görülmüştür. Buna bağlı olarak mikrokanal duvarlarına yaklaştıkça kayma gerilimi de artmaktadır. Kayma gerilimi köşeler hariç mikrokanal duvarında maksimum büyüklüğe sahiptir. Sonuç olarak kanalın merkezinde kayma gerilmesinin ihmal edilebilir olduğu, hücrelerin hareketsiz ve etkileşim içinde oldukları kanalın kenarlarına yaklaştığında ise arttığı gözlemlenmiştir.

İnsan vücudundaki atardamarlarda fizyolojik kayma gerilimi değeri yaklaşık  $10\text{-}60 \text{ dyn}/\text{cm}^2$  aralığında iken; damarlar genellikle  $1\text{-}10 \text{ dyn}/\text{cm}^2$  aralığındadır. Kayma gerilimi çeşitli mekanizmalar aracılığıyla kan damarlarının duvarlarındaki hücrelerin reaksiyonlarına neden olmaktadır. Kayma geriliminin ayrıca hücre bağlanmasını, patolojik yanıtı ve gelişim biyolojisini de etkilediği gösterilmiştir [33]. Modelde DMEM kültür ortamı akış dinamiği zamana bağlı Navier-Stokes denklemleri (Denklem 1 ve 2) kullanılarak tanımlanmıştır. Kültür ortamının Newtonian davranışla sıkıştırılmaz ve homojen olduğu kabul edildiğinden, Newtonian olmayan etkiler ihmal edilmiştir [38]. Denklem 6'da verilen eşitliğe göre mikrokanalın ortasındaki Newtonian hidrodinamik kayma gerilimi hesaplanabilmektedir.

Dinamik mikroakışkan hücre kültürü sisteminde ilaç etken maddesinin kanser hücreleri üzerinde etkili olabilmesi için düşük akış hızı seçilmiştir. Buna göre  $2 \mu\text{l}/\text{dk}$  akış hızı için mikrokanal ortasındaki kayma gerilimi değeri  $1.75 \times 10^{-3} \text{ dyn}/\text{cm}^2$  olarak hesaplanmıştır. Modelde akış hızı  $200 \mu\text{l}/\text{dk}$ ,  $2 \text{ ml}/\text{dk}$  ve  $20 \text{ ml}/\text{dk}$  olarak artırıldığında kayma gerilimi değerleri sırasıyla  $0.175 \text{ dyn}/\text{cm}^2$ ,  $1.75 \text{ dyn}/\text{cm}^2$  ve  $17 \text{ dyn}/\text{cm}^2$  olarak hesaplanmıştır. Akış hızı arttıkça, kayma hızı ve kayma gerilimi de artış göstermektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğine göre sistemde akış hızı arttıkça, mikrokanalın duvar kısımlarına doğru uygulanan kayma hızı ve kayma gerilimi artış göstermekle birlikte (Şekil 6C, 6D), mikroakışkan kanalda akış hızı ve kayma gerilimi profilleri değişim göstermemektedir. Yüksek akış hızlarında mikrokanalın duvar bölgelerindeki akış hızının ani değişiminden dolayı kayma gerilimi artmakta ve buna bağlı olarak

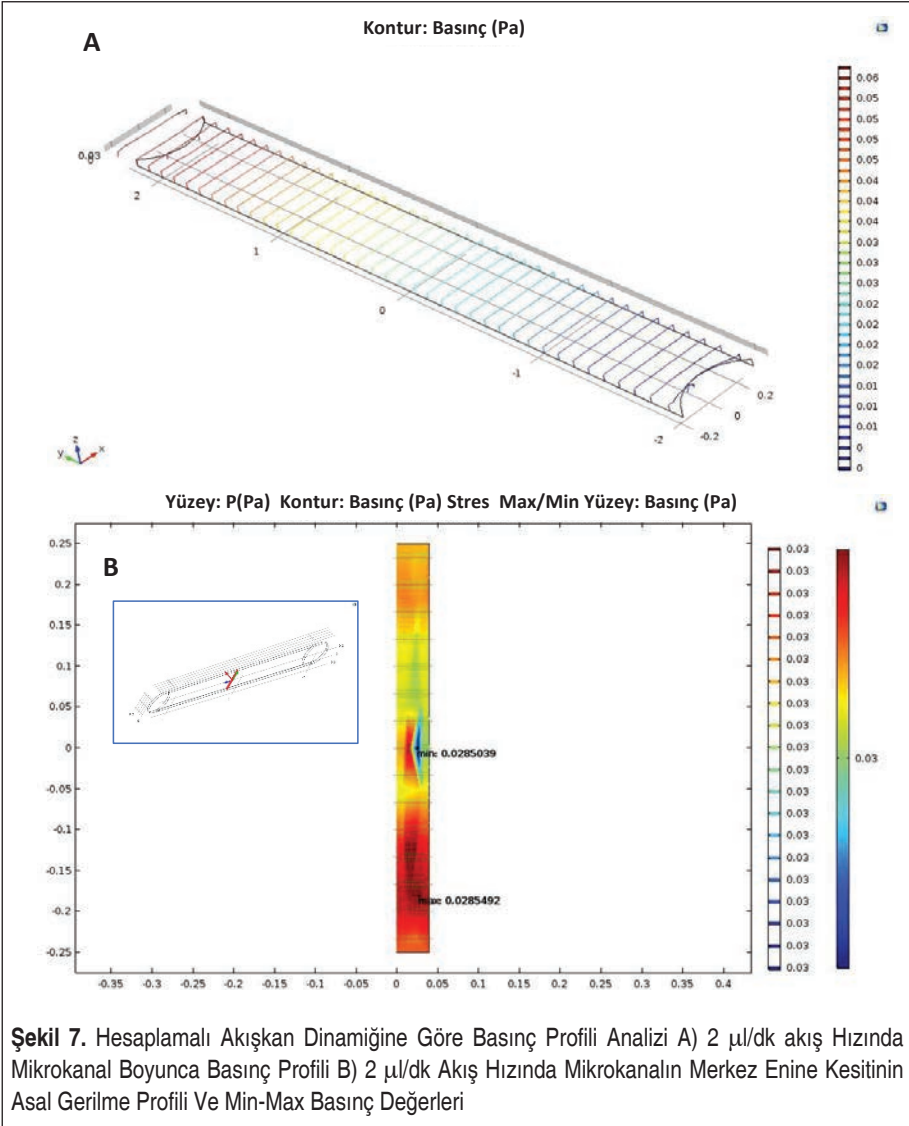


mikrokanal üzerinde yüksek kayma gerilimine maruz kalan hücreler canlılıklarını yitirebilmektedir [45]. Kayma gerilimi hücre davranışlarını ve fizyolojisini etkilemektedir. Bu bilgilere dayanarak in vivo kayma gerilmelerini ve belirli hücrelerde farklılaşma için gerekli kayma gerilimi değerlerini aşmadan mikrokanal içinde mümkün olan maksimum akış hızı belirlenebilmektedir. Akış ve kayma hızlarının optimize edilmesi özellikle hassas kültürlerde ve farklılaşma çalışmalarında çok önemlidir [46]. Buna bağlı olarak tümör veya endotel hücre boyutlarını da göz önünde bulundurarak, mikroakışkan hücre kültürü uygulamaları için kayma geriliminin hücreler üzerindeki etkisinin düşük olduğu en iyi kanal geometrisi önerilebilmektedir.

Literatürde yer alan çalışmalar ışığında hücre proliferasyonu ve farklılaşması 0.3 ve 2.7 dyne/cm<sup>2</sup> aralığındaki kayma geriliminden etkilenmektedir. Kök hücrelerin uzun süreli kültivasyonu için genellikle 2.5 nL/s akış hızı ve 0.3 dyne/cm<sup>2</sup> kayma gerilimi koşulları altında kültür sıvısının beslendiği ve metabolik atık ürünlerin uzaklaştırıldığı perfüzyon sistemler kullanılmaktadır [47, 48]. Hücreleri korumak için kayma gerilimi sınırının 0.3 dyne/cm<sup>2</sup> olduğu varsayılmaktadır [46]. Çalışma kapsamında kullanılan mikroakışkan platformdaki ilaç uygulamaları için hücreler üzerindeki etkisi düşük olan kayma gerilimi etkisi göz önünde bulundurularak, akış hızının 200 µl/dk'ya kadar artırılabilceği sonucuna varılmıştır. Dinamik mikroakışkan sistemlerde hücreler düşük akış hızı koşulları altında kültürlendiğinde, kayma geriliminin hücreler üzerindeki etkisi de minimum olacaktır. Aynı zamanda düşük akış hızları ile çalışıldığında kalış süreleri de artacağından, biyoaktif ilaç moleküllerinin hücreler ile etkileşimi de yüksek seviyede olacaktır.

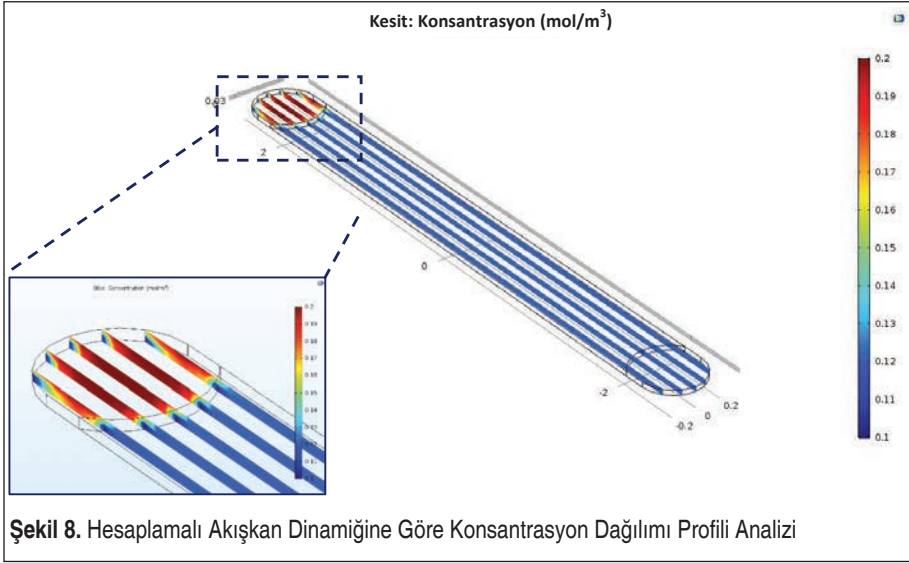
Dinamik mikroakışkan hücre kültürü sisteminin mikrokanal boyunca basınç profili Şekil 7'de gösterilmiştir. Kanal boyunca farklı bölgelerdeki basınç davranışı farklı renk dağılımları ile belirtilmiştir. Laminar akışın hâkim olduğu mikrokanaldaki basınç dağılımı simülasyonuna göre başlangıç noktasından çıkış noktasına doğru gidildikçe basıncın azaldığı (0.06 Pa'dan 0.01 Pa'a doğru azaldığı) gösterilmiştir (Şekil 7A). Mikrokanalın merkezinden alınan enine kesitteki basınç dağılımında kanalın ortasında ve duvarındaki basınç değerinin aynı ve yaklaşık 0.03 Pa olduğu görülmüştür (Şekil 7B).

Hem konvektif hem de difüzyf akışın olduğu mikroakışkan sistemdeki mikrokanal boyunca konsantrasyon dağılımı Şekil 8'de gösterilmiştir. İlaç solüsyonunun sisteme beslendiği giriş bölgesinin merkezinde ilaç konsantrasyonunun en yüksek seviyeye (0.2 mol/m<sup>3</sup>) çıktığı ve sonrasında mikrokanala giriş bölgesinin sonuna doğru 0.1 mol/m<sup>3</sup>e düştüğü görülmüştür. Devamında ilaç konsantrasyonu mikrokanal boyunca aynı başlangıç değerinde (0.1 mol/m<sup>3</sup>) seyretmiştir. Akış hızı (2 µl/dk) düşük olduğundan mikrokanal girişinde madde konsantrasyonu dengeye gelerek mikrokanal boyunca aynı konsantrasyon değerinde dağılım göstermiştir. Akış hızının artırılması durumunda ise, konsantrasyon profili daha uniform hale gelebilmektedir, fakat ilaç ve hü-



re etkileşimlerinin daha etkili olabilmesi için mikrokanal boyunca ilaç moleküllerinin yüksek alıkonma sürelerinde ve aynı konsantrasyon değerinde seyretmesi önemlidir.

Mikroakışkan hücre kültürlerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleme yaklaşımlarının uygulandığı pek çok çalışma literatürde yer almaktadır. Leclerc ve ark. (2006) dinamik mikroakışkan ortamında osteoblastik hücre davranışlarını inceledikleri çalışmada çeşitli akış hızları için Navier-Stokes denklemlerini çözmüşlerdir [49]. CFD modellemesi 3B dinamik mikrosistemde tek tip hücre büyümesinin mümkün



olabildiğini göstermekle birlikte; hücelere besin taşınması, hücrelerin mekanik stabilitesi ve hücre büyümesi sırasında kültür koşullarının değerlendirilmesi konusunda da fikir vermektedir. Leclerc ve ark. (2008)'nin yapmış oldukları bir diğer çalışmada mikroakışkan platformda fare fibroblastları (Swiss 3T3) ve karaciğer hepatokarsinom (HepG2/C3a) hücre hatlarının kültüründe akış alanlarını ve kayma gerilmelerini hesaplamak için CFD modellerini uygulamışlardır [50]. Simülasyon sonuçları, CFD'nin hücre kültürü mikroakışkan çip tasarımının optimizasyonu için güçlü bir araç olduğunu göstermiştir. Yine benzer bir diğer çalışmada Hung ve ark. (2005) bir mikroakışkan cihazın simülasyon çalışması ile mikrosistemin kararlı hal hız profilini ve zamana bağlı kütle transfer özelliklerini analiz etmişlerdir [51]. Yüksek verimde hücre büyümesinde kararlı ve tek tipte bir mikro ortam sağlanması için yüksek en-boy oranlı tasarımın yardımcı olacağı sonucuna varmışlardır. Akışkan kayma kuvvetleri dahil biyomekanik faktörlerin in vitro kültürlerde hücre davranışı üzerinde oldukça önemli etkisi bulunmaktadır. Hücre adezyonu (yapışması), çoğalması ve farklılaşması gibi hücresel tepkiler üzerinde etkisi olan hem kimya hem de mikro yapı ile farklı yüzey koşullarına hücresel tepkiler de rapor edilmiştir. Geliştirilen kayma kuvvetleri üzerinde hücrelerin geliştiği yüzeylerin özelliklerinin belirlenmesi önemlidir. Brown ve ark. (2007) kontrollü akış döngüsü içinde bulunan paralel plaka biyoreaktörünün akış karakteristiğini incelemek için CFD modellemesini geliştirmişlerdir [52]. Buna göre paralel plaka haznesinden geçen akışın doğası gereği laminar olduğu ve bu nedenle sıvı akışının in vitro hücre süreçleri üzerindeki etkilerini değerlendirmek için uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Hücre-tabanlı mikroakışkan ilaç tarama platformlarında da hesaplamalı akışkanlar di-

namıgi analizi çalışmaları oldukça yaygındır. Özellikle Faz-I klinik faz denemelerini geçen aday ilaçların büyük bir çoğunluğu ilacın geliştirdiği insan toksisitesi ve biyoyararlanım sorunları sebebiyle FDA (ABD Gıda ve İlaç Dairesi) tarafından pazarlama onayını alamamaktadır. Bu durumu düzeltebilmek için; son yıllarda araştırmacılar in vivo kültür yanıtlarıyla yüksek derecede korelasyona sahip veriler üretebilmek için klinik öncesi uygulanabilen ve hayvanlardaki immün yanıt uyumsuzluğu ile etik problemlerin üstesinden gelebilen, gelişmiş in vitro mikroakışkan platformları geliştirmeye başlamışlardır. Klinik öncesi araştırmalarda in vitro mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinin kullanımı, aday ilaç moleküllerinin farmakokinetik ve farmakodinamik etkilerinin daha iyi tahmin edilmesini ve devamında başarısızlık oranlarının azaltılmasını sağlamaktadır. Ayrıca dinamik mikroakışkan sistemlerin, geleneksel statik in vitro sistemlere göre daha yüksek verimlilik ile sonuçlanan kütle transferi ve hüresel madde alımı bakımından çok daha iyi sonuçlar sağladığı gösterilmiştir. Bu bağlamda Maguire ve ark. (2011), hesaplamalı akışkanlar dinamiği çerçevesinde mikroakışkan sistemlerde hedef bileşiklerin konvektif taşınımı başarılı bir şekilde modelleyerek ilaç metabolizmalarını incelemiştir [53].

Çip-üstü-organ ve doku teknolojileri karaciğerdeki kompleks ilaç taşınım ve reaksiyon süreçlerini taklit edebilen mikro ölçekte ilaç tarama platformları sağlayabilmektedir. 3B doku modellerinin ilaçlarla perfüzyonu ile oluşturulan dinamik mikrosistemler in vivo senaryoyu oluşturmaktadır. Bu tür in vitro metabolizma modellerinin dinamik doğası gereği perfüze edilen ilacın doku mikroçevresine en etkili metabolik dönüşümü için optimum üretim prosesinde akış, malzeme ve geometrik parametrelerin belirlenmesi için güvenilir sayısal araçlar sağlaması gerekmektedir. Fakat bu tür sistemlerin optimum tasarımında hesaplamalı akışkan dinamiği analizlerini içeren çalışmalarda literatür eksikliği bulunmaktadır. Bu bağlamda Tournomousis & Chang (2015), hücrelerin enkapsüle edildiği 3B aljinat hidrojel tabanlı doku mühendisliği yapıları ile insan karaciğer analogunu 3B mikroakışkan platformlarında hesaplamalı modellemesine odaklanmışlardır [54]. Oluşturulan bu biyopolimer yapılar ile Stokes koşullarını ( $Re < 1$ ) sağlayan belirli bir hacimsel akış hızında ilaç molekülü mikrokanala perfüze edilmiştir. Modellemede kayma gerilimli akış rejiminde laminar hız profili ve duvar kayma gerilimi için Stokes akış denklemleri (serbest akış rejimi) ve Brinkman denklemleri (gözenekli akış rejimi) birlikte çözülmüştür. Bu denklemler ilaç konsantrasyon profilini vermek üzere Konveksiyon-Difüzyon denklemi ile birleştirilmiştir. Böylelikle öngörülen proses ve malzeme parametreleri için akış kanalları boyunca ilaç konsantrasyon profili incelenmiştir. Bu simülasyon çalışmasında enkapsüle edilmiş hücrelere akış uygulaması ile ortaya çıkan kayma gerilimi etkisinin karaciğer hücresi enzimlerinin ilacı metabolize etme fonksiyonel yeteneğini değiştirdiği sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte Tournomousis & Chang (2016)'ın yaptıkları diğer benzer çalışmada, 3B hepatosit yüklü hidrojel yapılarına ilaç perfüzyonunun yapıldığı dinamik mikroorgan sistemleri ile in vivo karaciğer metabolizmasının senaryosunu



taklit etmişlerdir [55]. Dinamik mikroakışkan sistemde metabolit konsantrasyon profilini elde edebilmek için hidrodinamik, kütle transferi ve farmakokinetik denklemler FEM (Sonlu Eleman Metodolojisi) tabanlı modelleme yaklaşımı ile çözülmüştür. Bu şekilde küçük ölçekli model için hepatosit metabolik aktivitesini değiştiren hücre mekanik transdüksiyon etkisi değerlendirilmiştir.

Son yıllarda ilaç güvenliği ve ilaç etkinliği taramaları için mikroakışkan platformların kullanıldığı çalışmalardan biri de Kohl ve ark. (2021)'nin yapmış olduğu ilaç sitotoksitesinin belirlendiği ve hesaplamalı akışkan dinamiği simülasyonunun yapıldığı in vitro mikroakışkan platform (minyatürize inkübatör mikroskobu ile birleştirilmiş mikroakışkan kartuş)'dur [56]. Proses ve tasarım gereksinimlerini belirlemek için 3B konveksiyon-difüzyon modeli oluşturularak, farmasötik bileşen olan klorpromazin konsantrasyon dağılımı, mikrokanallar boyunca akış rejimi ve kayma stresi incelenmiştir. Öte yandan Ahmed ve ark. (2021) tarafından hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak mikroakışkan sistem parametrelerin tasarımı ve validasyonuna yönelik çalışmalar da mevcuttur [57]. Çünkü yüksek kalitede kimyasal ve biyolojik ürünler geliştirmek için akış hızı, kimyasal reaktivite, basınç düşüşü vb. içeren mikro ölçekli taşınım problemlerinin çözümünde mikroakışkan sistem parametrelerinin analiz edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle mikroakışkan kanallar aracılığıyla kimyasal ve biyolojik olayların etkileşiminin karakterizasyonu ve optimizasyonu, mikroakışkan platformlarda akışkan akış tasarımı ve mühendisliği için oldukça önemlidir.

#### 4. TARTIŞMA

Mikroakışkan tabanlı biyokimyasal analizler, hücre ve doku mühendisliğindeki son gelişmeler, kütle transferinin giderek daha karmaşık bir şekilde kontrol edilmesine dayanmaktadır. Mikroakışkan sistemler, kütle transferi üzerinde zamansal ve uzaysal kontrol imkânı sağlamaktadır. Kimyasal ve biyolojik moleküllerin işlenmesi için yeni teknikler sürekli olarak gelişmekte ve bunların ayrılmasına, karıştırılmasına veya zamana bağlı konsantrasyon profilinde sunulmalarına olanak sağlamaktadır. Mikroakışkan yapılar, biyolojik hücrelerin karakteristik boyutlarında kütle aktarımının analiz edilmesi için oldukça uygundur. Doku/organ mühendisliği, kemotaksis (hücre göçü) ve kan pıhtılaşması ile ilgili in vivo çalışmalar, sistemdeki kütle aktarımı anlaşıldığında ve kontrol edildiğinde büyük miktarda biyolojik karmaşıklığın sistematik olarak analiz edilebileceğini ortaya koymaktadır [14]. Mikroakışkan hücre kültürü platformlarındaki süreçlerin teorik modellemesi, kritik çıktılarının tahmin edilmesi ve tasarımda kullanılacak fiziksel parametrelerin incelenmesine olanak sağlamaktadır. Bu sistemlerde biyomoleküler taşınımın modellenmesi, mikroakışkan platformların ve kantitatif biyolojik analizlerin tasarımını kolaylaştıran değerli ve kullanışlı bir analitik araçtır. Geliştirilen analitik model, mikroakışkan sistem tasarımına rehberlik edebilmektedir. Böylelikle maliyetli ve zaman alıcı deneyler en aza indirilerek, tasarım süreci verimliliği ve etkinliği artırılabilir [38]. Doku Mühendisliği veya

Rejeneratif Tıp alanları için, sıvı akışının in vitro hücre kültürleri üzerindeki etkileri düşünüldüğünde, kayma kuvvetlerinin etkisi önemli faktörlerden biridir. Bu nedenle, hücrelerin ve dokuların çevresinde var olan sıvı koşullarını tam olarak değerlendirmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği gibi yöntemlerin kullanılması önemlidir. Bununla birlikte akışkan kuvvetlerin ve streslerin hücreler üzerindeki etkisini analiz etmek ve görselleştirmek için paha biçilmez bir araçtır. Ayrıca hesaplama modelleri, hücre kültürü çalışmalarında hücreleri etkileyen çok sayıda parametrenin tahminini ve ardından test edilmesini sağlamak için de çok önemlidir.

Çalışma kapsamında akış ve kayma hızının ayarlanabilir düzenlemesini sağlayan tek kanallı mikroakışkan hücre kültürü platformunda taşınım profilini gösteren analitik bir model oluşturulmuştur. Bu sistemde hücreler minimum kayma gerilimine maruz bırakılırken, kanal uzunluğu boyunca tek tip konsantrasyon profilinin korunduğu gösterilmiştir. Tek kanal konfigürasyonuna sahip mikroakışkan hücre kültürü sistemlerinde akış hızının artırılmasıyla kanal boyunca çözünen konsantrasyon dağılımı da değiştirilebilir ve bu da hücreler üzerindeki kayma gerilimini arttırabilmektedir. Çalışma kapsamında simülasyonu yapılan analitik modelin, doku kültürü, biyolojik tayin, ilaç taşıyıcı sistemler, ilaç keşfi ve taraması çalışmaları için kullanılacak mikroakışkan platformun geliştirilmesinde sistem tasarımı ve parametre seçimi için temel olarak kullanılabilceği düşünülmüştür. Bununla birlikte, bu modelin temel fiziği çeşitli hücre kültürü popülasyonları ve tiplerinden oluşan sistemlerde birkaç çözünür bileşenin etkileşimini içeren daha kompleks sistemleri dikkate alacak şekilde genişletilebilir.

## KAYNAKÇA

1. **Volpatti, L. R., Yetisen, A. K.** 2014. “Commercialization of microfluidic devices”, *Trends in Biotechnology*, vol. 32, p. 347–350. DOI: 10.1016/j.tibtech.2014.04.010.
2. **Zhang, B., Radisic, M.** 2017. “Organ-on-A-chip devices advance to market”, *Lab on a Chip*, vol. 17, p. 2395–2420. DOI: 10.1039/c6lc01554a.
3. **Huh, D., Matthews, B. D., Mammoto, A., Montoya-Zavala, M., Hsin, H. Y., Ingber, D. E.** 2010. “Reconstituting organ-level lung functions on a chip”, *Science*, vol. 328, p. 1662–1668. DOI: 10.1126/science.1188302.
4. **Huh, D., Leslie, D. C., Matthews, B. D., Fraser, J. P., Jurek, S., Hamilton, G. A., Thorneloe, K. S., McAlexander, M. A., Ingber, D. E.** 2012. “A human disease model of drug toxicity-induced pulmonary edema in a lung-on-a-chip microdevice”, *Science Translational Medicine*, vol. 4, p. 147-159. DOI: 10.1126/scitranslmed.3004249.
5. **Marx, U., Walles, H., Hofmann, S., Lindner, G., Horland, R., Sonntag, F., Klotzbach, U., Sakharov, D., Tonevitsky, A., Lauster, R.** 2012. ‘Human-on-a-chip’ developments: a translational cutting-edge alternative to systemic safety assessment and efficiency evaluation of substances in laboratory animals and man? *Alternatives to Laboratory Animals*, vol. 40, p. 235–257. DOI: 10.1177/026119291204000504.





6. **Edington, C. D., Chen, W. L. K., Geishecker, E., et al., Griffith, L. G.** 2018. “Interconnected microphysiological systems for quantitative biology and pharmacology studies”, *Scientific Reports*, vol. 8, p. 4530. DOI: 10.1038/s41598-018-22749-0.
7. **Siyan, W., Feng, Y., Lichuan, Z., Jiarui, W., Yingyan, W., Li, J., Bingcheng, L., Qi, W.** 2009. “Application of microfluidic gradient chip in the analysis of lung cancer chemotherapy resistance”, *Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis*, vol. 49, p. 806–810. DOI: 10.1016/j.jpba.2008.12.021.
8. **Chung, B. G., Choo, J.** 2010. “Microfluidic gradient platforms for controlling cellular behavior”, *Electrophoresis*, vol. 31, p. 3014–3027. DOI: 10.1002/elps.201000137.
9. **Even-Ram, S., Yamada, K. M.** 2005. “Cell migration in 3D matrix”, *Current Opinion in Cell Biology*, vol. 17, p. 524–532. DOI: 10.1016/j.cecb.2005.08.015.
10. **Zaman, M. H., Kamm, R. D., Matsudaira, P., Laufenburger, D. A.** 2005. “Computational model for cell migration in three-dimensional matrices”, *Biophysical Journal*, vol. 89, p. 1389–1397. DOI: 10.1529/biophysj.105.060723.
11. **Kinsey, S. T., Locke, B. R., Dillaman, R. M.** 2011. “Molecules in motion: influences of diffusion on metabolic structure and function in skeletal muscle”, *Journal of Experimental Biology*, vol. 214, p. 263–274. DOI:10.1242/jeb.047985.
12. **Riahi, R., Yang, Y. L., Kim, H., Jiang, L., Wong, P. K., Zohar, Y.** 2014. “A microfluidic model for organ specific extravasation of circulating tumor cells”, *Biomicrofluidics*, vol. 8, p. 024103. DOI: 10.1063/1.4868301.
13. **Wikswa, J. P., Curtis, E. L., Eagleton, Z. E., Evans, B. C., Kole, A., Hofmeister, L. H., Matloff, W. J.** 2013. “Scaling and systems biology for integrating multiple organs-on-a-chip”, *Lab on a Chip*, vol. 13, p. 3496–3511. DOI: 10.1039/c3lc50243k.
14. **Kuo, J. S., Chiu, D. T.** 2011. “Controlling Mass Transport in Microfluidic Devices”, *Annual Review of Analytical Chemistry*, vol. 4, p. 275–296. DOI: 10.1146/annurev-anchem-061010-113926.
15. **Frost, T. S., Estrada, V., Jiang, L., Zohar, Y.** 2019. “Convection–diffusion molecular transport in a microfluidic bilayer device with a porous membrane”, *Microfluidics and Nanofluidics*, vol. 23, p. 114. DOI: 10.1007/s10404-019-2283-1.
16. **Korin, N., Gounis, M. J., Wakhloo, A. K., Ingber, D. E.** 2015. “Targeted Drug Delivery to Flow-Obstructed Blood Vessels Using Mechanically Activated Nanotherapeutics”, *JAMA Neurology*, vol. 72, p. 119-122. DOI: 10.1001/jamaneurol.2014.2886.
17. **Chistiakov, D. A., Orekhov, A. N., Bobryshev, Y. V.** 2017. “Effects of shear stress on endothelial cells: go with the flow”, *Acta Physiologica*, vol. 219, p. 382-408. DOI: 10.1111/apha.12725.
18. **Zhang, X., Jones, P., Haswell, S. J.** 2008. “Attachment and detachment of living cells on modified microchannel surfaces in a microfluidic-based lab-on-a-chip system”, *Chemical Engineering Journal*, vol. 135, p. 82-88. DOI: 10.1016/j.cej.2007.07.054.



19. **Plouffe, B. D., Njoka, D. N., Harris, J., Liao, J., Horick, N. K., Radisic, M., Murthy, S. K.** 2007. "Peptide-mediated selective adhesion of smooth muscle and endothelial cells in microfluidic shear flow", *Langmuir*, vol. 23, p. 5050-5055. DOI: 10.1021/la0700220.
20. **Plouffe, B. D., Kniazeva, T., Mayer, J. E., Murthy, S. K., Sales, V. L.** 2009. "Development of microfluidics as endothelial progenitor cell capture technology for cardiovascular tissue engineering and diagnostic medicine", *FASEB J.* vol. 23, p. 3309-3314. DOI: 10.1096/fj.09-130260.
21. **Sorescu, G. P., Sykes, M., Weiss, D., Platt, M. O., Saha, A., Hwang, J., Boyd, N., Boo, Y. C., Vega, J. D., Taylor, W. R., Jo, H.** 2003. "Bone morphogenic protein 4 produced in endothelial cells by oscillatory shear stress stimulates an inflammatory response", *Journal of Biological Chemistry*, vol. 278, p. 31128-31135. DOI: 10.1074/jbc.M300703200.
22. **Glen, K., Luu, N. T., Ross, E., Buckley, C. D., Rainger, G. E., Egginton, S., Nash, G. B.** 2012. "Modulation of functional responses of endothelial cells linked to angiogenesis and inflammation by shear stress: differential effects of the mechanotransducer CD31", *Journal of Cellular Physiology*, vol. 227, p. 2710-2721. DOI: 10.1002/jcp.23015.
23. **Stolberg, S., McCloskey, K. E.** 2009. "Can shear stress direct stem cell fate?", *Biotechnology Progress*, vol. 25, p. 10-19. DOI 10.1021/bp.124.
24. **Kshitz, K. K., Park, J., Kim, P., Helen, W., Engler, A. J., Levchenko, A., Kim, D. H.,** 2012. "Control of stem cell fate and function by engineering physical microenvironments", *Integrative Biology*, vol. 4, p. 1008-1018. DOI: 10.1039/c2ib20080e.
25. **Panigrahi, P. K.** 2016. "Transport Phenomena in Microfluidic Systems", John Wiley & Sons, pp. 13-19. Print ISBN:9781118298411 |Online ISBN:9781118298428. DOI:10.1002/9781118298428
26. **Yuki, T., Masayuki, Y., Teruo, O., Takehiko, K., Kiichi, S.** 2006. "Evaluation of effects of shear stress on hepatocytes by a microchip-based system", *Measurement Science and Technology*, vol. 17, p. 3167. DOI: 10.1088/0957-0233/17/12/S08.
27. **Yildiz-Ozturk, E., Yucel, M., Yesil-Celiktas, O.** 2018. "A generic model for diffusive dynamics of the substrate and fluorescein tagged enzyme in microfluidic platform", *Microsystem Technologies*, vol. 24, p. 3095-3105. DOI: 10.1007/s00542-018-3746-0.
28. **Yildiz-Ozturk, E., Yucel, M., Muderrisoglu, C., Sargin, S., Yesil-Celiktas, O.** 2017. "Modelling coupled dynamics of diffusive-convective mass transfer in a microfluidic device and determination of hydrodynamic dispersion coefficient", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, vol. 80, p. 100-106. DOI: 10.1016/j.jtice.2017.08.033.
29. **Squires, T., Messinger, R., Manalis, S.** 2008. "Making it stick: convection, reaction and diffusion in surface-based biosensors", *Nature Biotechnology*, vol. 26, p. 417-426. DOI: 10.1038/nbt1388.
30. **Hubatsch, I., Ragnarsson, E. G. E., Artursson, P.** 2007. "Determination of drug perme-



- ability and prediction of drug absorption in Caco-2 monolayers”, *Nature Protocols*, vol. 2, p. 2111–2119. DOI: 10.1038/nprot.2007.303.
31. **Siyam, W., Feng, Y., Lichuan, Z., Jiarui, W., Yingyan, W., Li, J., Bingcheng, L., Qi, W.** 2009. “Application of microfluidic gradient chip in the analysis of lung cancer chemotherapy resistance”, *Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis*, vol. 49, p. 806–810. DOI: 10.1016/j.jpba.2008.12.021.
  32. **Malmstadt, N., Yager, P., Hoffman, A. S., Stayton, P. S.** 2003. “A smart microfluidic affinity chromatography matrix composed of poly (N-isopropylacrylamide)-coated beads”, *Analytical Chemistry*, vol. 75(13), p. 2943–2949. DOI: 10.1021/ac034274r.
  33. **Kim, T. H., Lee, J. M., Ahrberg, C. D., Chung, B. G.** 2018. “Development of the microfluidic device to regulate shear stress gradients”, *BioChip Journal*, vol. 12(4), p. 294-303. DOI: 10.1007/s13206-018-2407-9.
  34. **Yazdian Kashani, S., Keshavarz Moraveji, M., Bonakdar, S.** 2021. “Computational and experimental studies of a cell-imprinted-based integrated microfluidic device for biomedical applications”. *Scientific Reports*, vol. 11: 12130, p. 1-17. DOI: 10.1038/s41598-021-91616-2.
  35. **Calamak, S., Ulubayram, K.** 2019. “Controlled synthesis of multi-branched gold nanodendrites by dynamic microfluidic systems”, *Journal of Material Science*, vol. 54, p. 7541-7552. DOI: 10.1007/s10853-019-03403-0.
  36. **Barata, D., Spennati, G., Correia, C., Ribeiro, N., Harink, B., Blitterswijk, C.v., Habibovic, P., Rijt, S. v.**, 2017. “Development of a shear stress-free microfluidic gradient generator capable of quantitatively analyzing single-cell morphology”, *Biomedical Microdevices*, vol. 19: 81, p. 1-10. DOI: 10.1007/s10544-017-0222-z.
  37. **Rosa, P. M., Gopalakrishnan, N., Ibrahim, H., Haug, M., Halaas, Q.** 2016. “The intercell dynamics of T cells and dendritic cells in a lymph node-on-a-chip flow device”, *Lab on a Chip*, vol. 19, p. 1-14. DOI: 10.1039/c6lc00702c.
  38. **Zimmerman, W. B. J.** 2004. “COMSOL Process modeling and simulation with finite element methods”, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.
  39. **Huang M., Fan, S., Xing, W., Liu, C.** 2010. “Microfluidic cell culture system studies and computational fluid dynamics”, *Mathematical and Computer Modelling*, vol. 52, iss. 11–12, p. 2036-2042. DOI: 10.1016/j.mcm.2010.01.024.
  40. **Hutmacher, D. W., Singh, H.** 2008. “Computational fluid dynamics for improved bioreactor design and 3D culture”, *Trends in Biotechnology*, vol. 26, iss. 4, p. 166-172. DOI: 10.1016/j.tibtech.2007.11.012.
  41. **Kleinstreuer, C.** 2010. “Basic Theory and Selected Applications in Macro- and Micro-Fluidics”, *Modern Fluid Dynamics*, Springer Netherlands, XVIII, 622, e-book ISBN: 978-1-4020-8670-0, 1.
  42. **Wong, J. F., Simmons, C.A., Young, E. W. K.** 2017. “Modeling and Measurement of Bi-



- omolecular Transport and Sensing in Microfluidic Cell Culture and Analysis Systems”, Modeling of Microscale Transport in Biological Processes, Elsevier Inc, p. 41-75.
43. **Nguyen, N. T., Wereley, S. T.** 2002. “Fundamentals and applications of microfluidics”, British Library Cataloguing in Publication Data, Artech House, Inc.
  44. **Byun, C. K., Abi-Samra, K., Cho, Y. K., Takayama, S.** 2014. “Pumps for microfluidic cell culture”, Electrophoresis, vol. 35, p. 245–257. DOI: 10.1002/elps.201300205.
  45. **Inamdar, N. K., Griffith, L. G., Borenstein, J. T.** 2011. “Transport and shear in a microfluidic membrane bilayer device for cell culture”, Biomicrofluidics, vol. 5, p. 022213. DOI: 10.1063/1.3576925.
  46. **Stone, S. D., Hollins, B. C.** 2013. “Modeling Shear Stress in Microfluidic Channels for Cellular Applications”, 2013 29th Southern Biomedical Engineering Conference, p. 117-118. DOI: 10.1109/SBEC.2013.67.
  47. **Glossop, J. R., Cartmell, S. H.** 2009. “Effect of fluid flow-induced shear stress on human mesenchymal stem cells: Differential gene expression of IL1B and MAP3K8 in MAPK signaling”, Gene Expression Patterns, vol. 9(5), p. 381-388. DOI: 10.1016/j.gep.2009.01.001.
  48. **Kreke, M. R., Goldstein, A. S.** 2004. “Hydrodynamic Shear Stimulates Osteocalcin Expression But Not Proliferation of Bone Marrow Stromal Cells”, Tissue Engineering, vol. 10, p. 5-6. DOI: 10.1089/1076327041348455.
  49. **Leclerc, E., David, B., Griscom, L., Lepioufle, B., Fujii, T., Layrolle, P., Legallais, C.** 2006. “Study of osteoblastic cells in a microfluidic environment”, Biomaterials, vol. 27, iss. 4, p. 586-595. DOI: 10.1016/j.biomaterials.2005.06.002.
  50. **Leclerc, E., Kirat, K. E., Griscom, L.** 2008. “In situ micropatterning technique by cell crushing for co-cultures inside microfluidic biochips”, Biomedical Microdevices, vol. 10, p. 169–177. DOI: 10.1007/s10544-007-9122-y.
  51. **Hung, P. J., Lee, P. J., Sabounchi, P., Aghdam, N., Lin, R., Lee, L. P.** 2005. “A novel high aspect ratio microfluidic design to provide a stable and uniform microenvironment for cell growth in a high throughput mammalian cell culture array”, Lab on a Chip, vol. 5, p. 44-48. DOI: 10.1039/b410743h.
  52. **Brown, A., Meenan, B. J.** 2007. “Investigating the Effects of Fluid Shear Forces on Cellular Responses to Profiled Surfaces in-vitro: A Computational and Experimental Investigation”, Proceedings of the 29th Annual International Conference of the IEEE EMBS Cité Internationale, Lyon, France August 23-26, 2007. DOI: 10.1109/IEMBS.2007.4353560.
  53. **Maguire, T., Usta, O. B., Yarmush, M. L.** 2011. “Computational Fluid Dynamic Analysis of a Cell-based Microfluidic Drug Screening Platform”, Nano Life, vol. 01, p. 03n04. DOI: 10.1142/S1793984410000201.
  54. **Tourlomousis, F., Chang, R. C.** 2014. “Computational Modeling of 3D Printed Tissue-on-a-Chip Microfluidic Devices as Drug Screening Platforms”, ASME 2014 Inter-



national Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. 3: Biomedical and Biotechnology Engineering, IMECE2014-38454, V003T03A038; 9 pages, ISBN: 978-0-7918-4646-9. DOI: 10.1115/IMECE2014-38454.

55. **Tourlomousis, F., Chang, R. C.** 2015. “2D and 3D Multiscale Computational Modeling of Dynamic Microorgan Devices as Drug Screening Platforms”, ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. 3: Biomedical and Biotechnology Engineering, IMECE2015-52734, V003T03A051; 10 pages, ISBN: 978-0-7918-5738-0. DOI: 10.1115/IMECE2015-52734.
56. **Kohl, Y., Biehl, M., Spring, S., Hesler, M., Ogourtsov, V., Todorovic, M., Owen, J., Elje, E., Kopecka, K., Moriones, O. H., Bastús, N. G., Simon, P., Dubaj, T., Rundén-Pran, E., Puentes, V., William, N., von Briesen, H., Wagner, S., Kapur, N., Mariussen, E., Nelson, A., Gabelova, A., Dusinska, M., Velten, T., Knoll, T.** 2021, “Microfluidic In Vitro Platform for (Nano)Safety and (Nano)Drug Efficiency Screening”, *Small*, vol. 17, 2006012, p. 1-15. DOI: 10.1002/sml.202006012.
57. **Ahmed, F., Yoshida, Y., Wang, J., Sakai, K., Kiwa, T.** 2021. “Design and validation of microfluidic parameters of a microfluidic chip using fluid dynamics”, *AIP Advances*, vol. 11, iss. 7, p. 075224. DOI: 10.1063/5.0056597.



# Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres

Murat Ötkür<sup>\*1</sup>, Ali Dinç<sup>2</sup>

## ABSTRACT

Recent research and development activities in both in aviation and automotive industries resulted with a genuine product known as roadable aircraft also known as flying car. Roadable aircraft is combination of a small size airplane and a passenger vehicle containing the superior sides of both products; and provides door-to-door transportation by both ground and air. Many companies invested in this product and first commercial units are expected to be the launched within 5 years.

Suspension system of a roadable aircrafts plays a significant role in the overall product design, as it should satisfy the customer requirements for both aircrafts and passenger cars: landing and traveling on road. In this study, suspension system of a flying car was modelled in Matlab/Simulink and optimized as a quarter car model employing a 2 DOF Mass-Spring-Damper system. The equations of motion were presented, and the model was firstly simulated as an aircraft landing gear for landing performance. Then the model was run to determine driving performance on road for a typical bump passing manoeuvre. A set of design parameters was determined for acceptable performance outputs: suspension system damping element acting force and displacement for the landing and maximum acceleration for the bump passing performance.

**Keywords:** Aircraft landing gear, flying car/roadable aircraft, shock absorber

## Uçan Arabaların İniş Takımı ve Süspansiyon Sisteminin, İniş ve Engel Geçme Manevraları için Performans Modellemesi

### ÖZ

Havacılık ve otomotiv sektöründeki son zamanlarda yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları neticesinde uçan araba geliştirilmiştir. Uçan arabalar küçük bir uçak ve binek araç taşıtlarının birleştirilmesinde oluşup, her iki taşıdın da üstün özelliklerini taşımaktadırlar ve hem kara ve hem hava yolu taşımacılığı için kapıdan kapıya ulaşım sağlamaktadırlar. Ticari olarak birçok firma son zamanlarda uçan arabalara yatırım yapmakta olup, 5 yıl içerisinde nihai müşteriye ürün satışı beklenmektedir.

Uçan araçların süspansiyon sistemi tasarımı, bu sistemlerin hem uçak hem de binek araç müşterilerinin gereksinimlerini karşılaması gerektiği için; ürün geliştirme sürecinde oldukça önemli bir yer kaplamaktadır. Bu çalışmada bir uçan arabanın süspansiyon sistemi, 2 serbestlik dereceli Kütle-Yay-Sönümleyici sistemi kullanılarak çeyrek araç modeli prensiplerine göre Matlab/Simulink programında modellenmiştir. İlgili hakaret denklemler verilip, model iniş takımları için öncelikle bir iniş manevrası simülasyonu için çalıştırılmıştır. Sonrasında aynı model araç sürüş simülasyonu doğrultusunda engel geçme manevrası için kullanılmıştır. Çalışma neticesinde uçan araba tasarımı parametreleri için kabul edilebilir performans parametreleri kümesi tanımlanmıştır: süspansiyon sistemi sönümleme elemanı üzerindeki kuvvet, iniş manevrası süspansiyon sistemi yer değiştirmesi ve engel geçme manevrasındaki maksimum ivme.

**Anahtar Kelimeler:** Uçak iniş takımları, uçan araba, süspansiyon sistemi

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 26.04.2022

Kabul/Accepted : 29.08.2022

<sup>1</sup> College of Engineering and Technology, American University of the Middle East, Kuwait, Engineering and Technology, Mechanical Engineering Department, Egaila, Murat.Otkur@Aum.Edu.Kw, ORCID: 0000-0002-6160-4188

<sup>2</sup> College of Engineering and Technology, American University of the Middle East, Kuwait, Engineering and Technology, Mechanical Engineering Department, Egaila, Ali.Dinc@Aum.Edu.Kw, ORCID: 0000-0002-3165-3421



## 1. INTRODUCTION

Transportation industry is mainly dependent on road transportation for centuries and the highest percentage of the vehicle type is passenger car. The number of registered passenger cars in the world is more than 1 billion. The number is increased by 25%, if the commercial vehicles are added as well. The high number of vehicles, comes with the traffic congestion problem especially in the crowded cities like İstanbul, New York, London, Shanghai, etc. In order to overcome the traffic congestion problem, inventors came with the idea of flying cars. Flying cars are considered as hybrid vehicles, that acts like a car on road and like a small plane in the air. They should satisfy the requirements of both vehicle types. The suspension system of the flying car has the regular function of a road vehicle while driving on the road and performs the functions of a landing gear of the plane during the landing manoeuvre. Therefore, design and optimization of the suspension system should consider the requirements for both cases. Consequently, the research question is to develop a methodology for defining the suspension system parameters that will fulfil the requirements of both comfort driving on road and landing manoeuvres. Withing this perspective, the suspension system of a flying car is mathematically modelled and virtually tested for bump passing manoeuvre on road in order to assess the comfort requirements and for a landing manoeuvre as well. The paper is structured with literature review related with flying cars in section 2, the methodology in section 3, the results of the study in section 4, the discussion about the results in section 5 and the conclusion in section 6.

## 2. LITERATURE REVIEW

Roadable aircrafts have been in the interest of researcher and entrepreneurs for almost a century. There have been numerous studies in literature regarding roadable aircraft or flying car designs which may provide several benefits for traffic congestion, mobility, fast and easy transport etc. The first roadable aircraft design was developed by Glenn Curtiss in 1917, and although the plane was capable of lifting off the ground, it never achieved full flight [1]. Between 1925 and early 1990s, 19 roadable aircraft projects have been studied with a distribution rate of 3 concepts, 3 prototypes and 13 flying prototypes [2]. Unfortunately, none of them turned into commercial products due to the safety and feasibility issues.

In the last 3 decades, most of the studies remained at conceptual level mainly focusing on aerodynamics, structural mechanics, materials, functionality, configuration and suspension system etc. Stiles presented a new roadable aircraft concept that combines canard aircraft and passenger car with engine located at the centre [1]. The main wings have the ability to rotate around pivot point. Kettering and Biezad studied a roadable aircraft project with a preliminary design that was intended to be used as a mobile aero systems test laboratory in the undergraduate aeronautical engineering

curriculum at California Polytechnic State University [3]. Follmann and Cunha examined a triphibian flying car design, that has the capability of fly, drive and sail for door-to-door transportation using any media [4]. Crow designed a practical flying vehicle with three wheels and detachable wings that are attached to the fuselage at sky mode and removed on road mode [5]. The vehicle had a gross weight of 1180 lbs including the wings and powered with a single engine. Sarh and Clausen studied private air transportation with time saving considering inter-city and intra-city distances for a roadable aircraft, named as “Advanced Flying Automobile (AFA)”, and compares with automobiles for chosen distances through assessing the value of travel time and expenses per vehicle and mile [6]. Ott studied a conceptual design of a vertical take-off and landing (VTOL) flying car named HELIOS - a single seat and three-wheel car – using duct enclosed counter-rotating propellers eliminating the need for a tail rotor [7]. Nakajima et al. studied a roadable aircraft design with fixed circular wing at the top of the vehicle and the investigation of the aerodynamic characteristics [8]. They evolved the circular design to a D-style wing design and performed wind tunnel tests on a small-scale wing prototype studying the structural analysis and drag coefficient effects [9]. Murai and Hayashi (2006) worked on a conceptual roadable aircraft with an inflatable wing design and performed the finite element analysis using MARC software [10]. Additionally, they studied a concept of a roadable landing gear which is expected to satisfy road driving customer requirements. Haskins et al. studied the pulsed turbine rotor engine VTOL propulsion concept and applications: capturing the elusive jet-powered flying car and redesigning a radical variant of the V-22 Osprey [11]. Saeed and Gratton made an evaluation of the historical issues associated with achieving non-helicopter vertical and short take-off and landing (V/STOL) capability and the search for the flying car concept [12]. Giannini et al. performed a conceptual design of a VTOL roadable aircraft that was preceded by an exhaustive literature study including critical technologies such as hybrid electric drive, advanced batteries, variable geometry, ducted fan propulsion systems, advanced lightweight heavy fuel engines, lightweight materials, advanced sensors, and flight controls for stable transition from vertical to horizontal flight [13]. Over the last few years, significant developments in automotive and aviation industries have shown that flying cars are expected to be introduced in the automotive and aviation market between 2020 and 2025 with valuable contributions of various start-ups such as Terrafugia, AeroMobil and well-established automobile and aviation manufacturing companies such as Airbus, Audi, Rolls Royce, Aston Martin, etc... [14].

A flying car can be considered as a synthesis of a small aircraft and passenger vehicle and various systems of the car should satisfy the customer requirements related engineering specifications of both aircrafts and the road vehicles such as suspension system. It works not only during the landing manoeuvre of the aircraft with the objective of minimizing the impact forces and but also during road driving in order to pro-





vide a comfortable ride for the passengers and reduce the impact forces on the body components. Suspension systems work using the principle of isolating the vehicle body from the road by means of spring and damper components. Depending on these components constants, suspension system can be categorized in three types: passive, semi-active and active. In passive suspension, both spring and damper coefficients are constants, whereas in semi-active type, the damper coefficient can be adjusted depending on operating conditions. In active suspension systems, an additional actuator is used with the output of displacement or force. There have been numerous studies about suspension system modelling and analysis, investigating system response in passive, semi-active and active suspension systems. Independent of the suspension system type the ultimate goal for road driving conditions is to generate a comfortable ride for the passenger. Ahlin and Granlund established a model for predicting vertical human whole body vibrations in a typical passenger car, using data from any measured road roughness profile that can be used as part of the foundation of road roughness management policies in order to determine the reference ride quality using ISO 2631 vibration evaluation [15]. Konieczny worked on analysis of simplifications applied in vibration damping modelling for a passive hydraulic car shock absorber modelled using a two degree of freedom (2-DOF) [16]. Darsivan and Faris investigated the response and accuracy of a 2-DOF quarter car model with nonlinear shock absorber damping force with parameters inherited from a previously verified experiment [17]. Luczko and Ferdek studied non-linear analysis of a 2-DOF quarter car model with stroke-dependent twin-tube shock absorber containing an additional double-chamber cylinder providing the advantage of protecting shock absorber against damage in the case of large amplitudes of excitations and maintaining driving comfort with soft characteristics of small amplitude high frequency excitations [18]. Active control of damping provides better comfort characteristics. Jahromi and Zabihollah introduced a novel semi-active control system for suspension systems of passenger car using Magneto Rheological (MR) dampers on 8-DOF full car model [19]. Each suspension system consisted of a passive and active damper. The control mechanism is designed based on the optimal control algorithm, Linear Quadratic Regulator (LQR). Aggarwal investigated vibration control performance of a 3-DOF quarter car model with MR shock absorber suspension system using forward fuzzy logic controller (FFLC) and inverse fuzzy logic controller (IFFL) [20]. Simulation results were compared for selection of best controller that can provide maximum ride comfort to travelling passengers and safety.

Aircraft landing gear design experience can be used for flying cars. Flugge studied landing gear impact force for landing and taxiing manoeuvres excluding drag forces [21]. Similarly, Milwitzky and Cook presented a theoretical study of the conventional type of oleo pneumatic landing gear behaviour at NASA [22]. Conway wrote a good book on landing gear design [23]. Currey explained aircraft landing gear design prin-

ciples and practices [24]. Karam and Mare advanced model development and validation of landing gear shock struts [25]. Pratomo et al. worked on the design and analysis of upper wishbone for suspension system on vertical take-off and landing (VTOL) propulsion system flying car [26].

### 3. METHODOLOGY

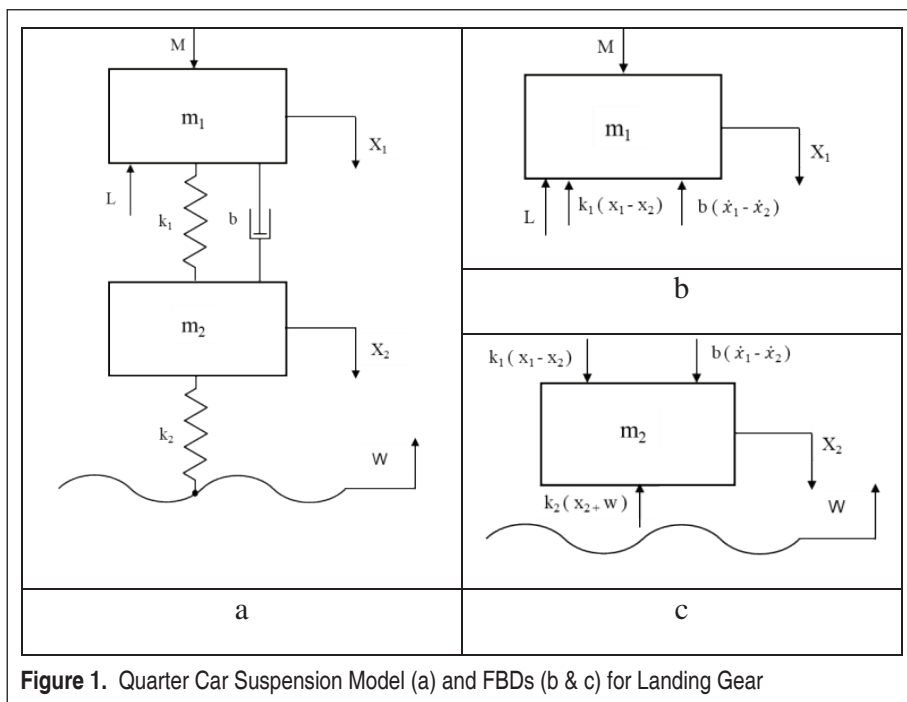
An aircraft landing gear can be modelled as 2-DOF mass-spring-damper system similar to a quarter car model considering during the landing manoeuvre of the aircraft, contact between the aircraft and ground is realized only on the landing gear wheels. Figure 1 shows a simplified model of landing gear. In this model the shock absorber was modelled as a spring (with coefficient  $k_1$ ) and a damper (with coefficient  $b$ ), tire was modelled as a spring (with coefficient  $k_2$ ). Mass of aircraft was modelled as a portion per landing gear ( $m_1$ ) and mass of the landing gear and the tire is directly added to the model as the second mass ( $m_2$ ). Acceleration of both masses in the vertical direction are calculated based on Newton's second law as shown in differential equations 1 & 2. Equation 1 is for the aircraft mass and equation 2 is for the landing gear and tire mass. Initial vertical velocities of both of the masses are set as the sink/landing vertical speed of the aircraft and initial positions are set as 0 and updated afterwards with respect to initial position.

$$m_1 \ddot{x}_1 = M - L - b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) - k_2(x_2 + w) \quad (2)$$

where  $k_1$  &  $k_2$  represent the spring stiffness coefficient of the landing gear and the tire,  $b$  represents the shock absorber damping coefficient of the landing gear,  $x_1$  &  $x_2$  represent the displacements of the masses  $m_1$  &  $m_2$ ,  $\dot{x}_1$  &  $\dot{x}_2$  represent the velocities of the masses  $m_1$  &  $m_2$ ,  $\ddot{x}_1$  &  $\ddot{x}_2$  represent the accelerations of the masses  $m_1$  &  $m_2$ ,  $W$  represents the position of the ground for the taxi manoeuvres, and  $L$  and  $M$  represent the lift force and weight of the aircraft per landing gear.

Equations 1 & 2 are applicable for both landing and taxiing manoeuvres. For the landing manoeuvre the position of the ground  $W$  is considered as 0 and for the taxiing manoeuvre, it is defined with respect to the bumper profile. The mathematical block diagram model was constructed in Matlab/Simulink based on equations 1 & 2, as shown in Figure 2. Landing gear suspension is assumed to be consisting of air spring and oil damper. Air spring stiffness coefficient is depicted in Figure 3-a. There is a nonlinear behaviour of the spring force increasing exponentially due to compression of the air. Similarly, oil orifice area is shown in Figure 3-b. Additional parameters used in the suspension system is listed at Table 1. Model is validated for the landing manoeuvre.



**Table 1.** Suspension System and Aircraft Parameters For Landing Gear Validation Model

Parameter	Unit	Value
Hydraulic Area of Shock Strut	m <sup>2</sup>	0.0256774
Oil Density	kg/m <sup>3</sup>	870
Discharge Coefficient of Damper	-	1
Tyre Spring Coefficient	kN/m	2953
Aircraft Mass Per Landing Gear	kg	18103
Mass of Tyre	kg	59.4
Vertical Sink Speed	m/s	3.048

euve using data inherited from landing gear impact report by W. Flüge “Technical Note 2743” as depicted in Figure 4.

Table 1. Suspension system and aircraft parameters for landing gear validation model.

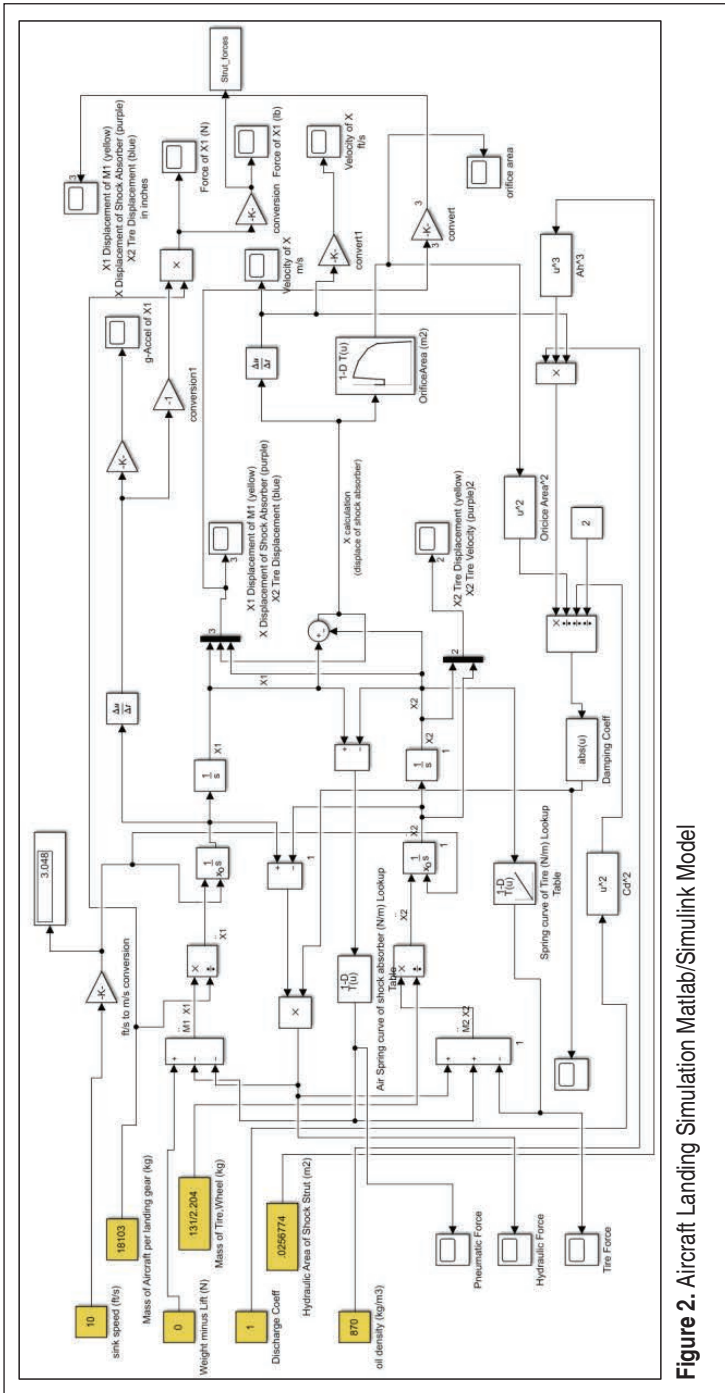
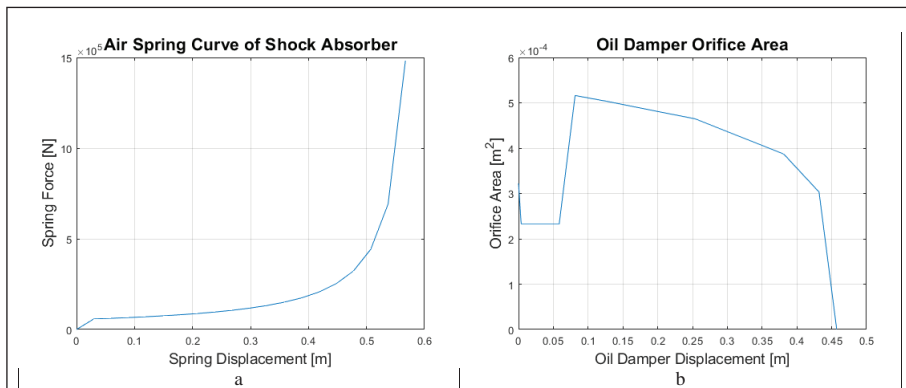
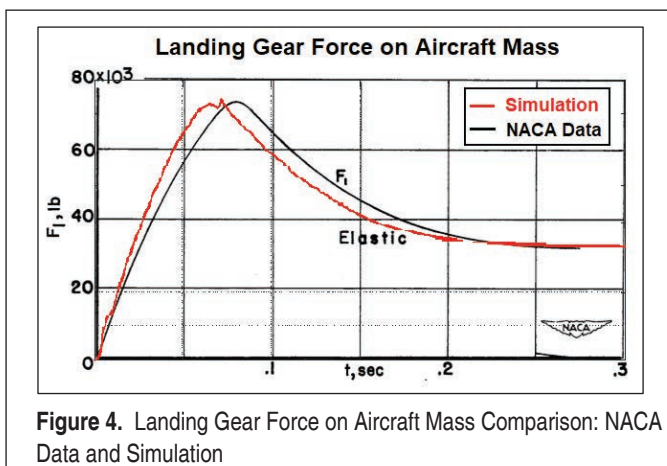


Figure 2. Aircraft Landing Simulation Matlab/Simulink Model



**Figure 3.** Landing Gear Air Spring Stiffness Coefficient (a), Landing Gear Oil Damper Orifice Area (b)



**Figure 4.** Landing Gear Force on Aircraft Mass Comparison: NACA Data and Simulation

Flying cars’ suspension system should be designed considering landing and taxiing manoeuvres. Therefore, a new Matlab/Simulink model is generated that is capable of simulating landing and taxiing manoeuvres as shown on Figure 6. Switching between the manoeuvres is realized using manual switch blocks.

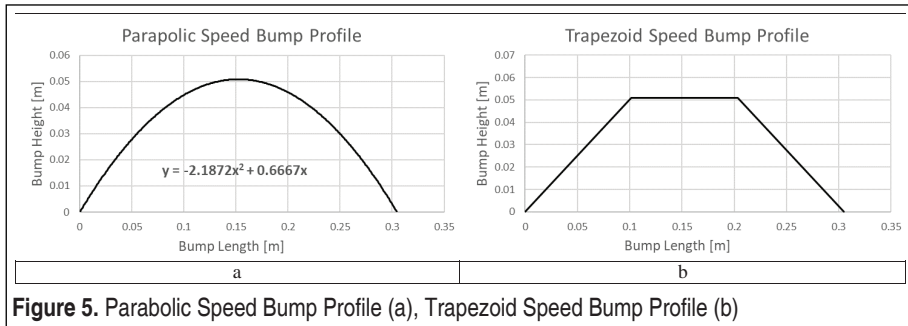
Two scenarios are investigated for the flying car with the developed model: landing and bump passing. Input parameters of the model for the landing and bump passing scenarios are summarized in Table 2. Considering the landing manoeuvre, only the suspension system at the rear axle of the flying car is considered. As the suspension

**Table 2.** Matlab/Simulink Model Parameters for Flying Car

Parameter	Unit	Value
Flying car mass	kg	1500
Flying car mass per landing gear	kg	750
Wing lift / Aircraft weight ratio	-	2/3
Mass of the landing gear and tire	kg	59.4
Landing gear damping coefficient	Ns/m	5000
Landing gear spring stiffness coefficient	N/m	60000
Tire spring stiffness coefficient	N/m	300000
Vertical sink speeds	m/s	2.1336 3.048

system consists of left and right side components, the flying car mass per landing gear is considered as the half of the flying car mass.

Bump passing manoeuvre is simulated using 2 different bump profiles: Parabolic and trapezoid. Bump height and bump length are set as 2 inches and 12 inches respectively for both bump profiles as shown on Figure 5 considering Uline brand standard bump profiles with model numbers H-6423 and H-4609 for parabolic and trapezoid bump profiles respectively [27].



## 4. RESULTS

One landing and two bump passing manoeuvres with a duration of 4 seconds are simulated for the flying car using the vehicle and suspension system parameters listed in Table 2. Two different sink speed values are used in the landing manoeuvre: 7 and 10

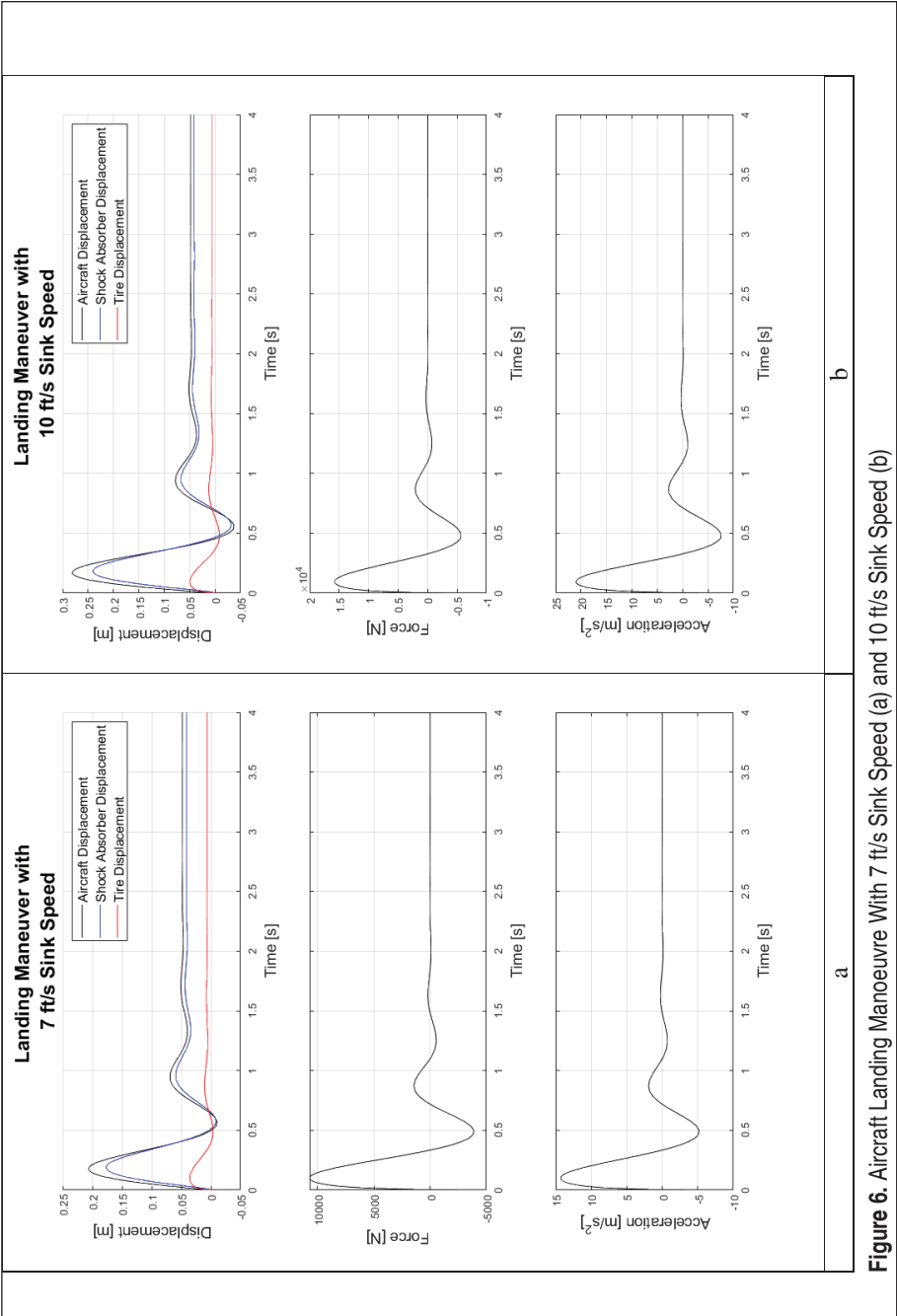


ft/s (2.1336 and 3.048 m/s respectively) as per directions from Report: Decision No. 2003/14/RM of the Executive Director of The Agency [28]. Figure 6-a top plot shows the aircraft, shock absorber and suspension system displacements in black, blue and red colours respectively for the landing manoeuvre with 7 ft/s sink speed. Due to the weight (subtracting the lift) of the aircraft and the suspension system, there is 47.5 mm equilibrium displacement on the aircraft mass as shown with black colour. Tire maximum and equilibrium displacement values are simulated as 35.6 mm and 6.6 mm. The shock absorber equilibrium displacement is calculated as 40.9 mm. From the equilibrium position, shock absorber is compressed with a maximum value of 135.9 mm and extended with a maximum value of 50 mm, making the total travel of the shock absorber as 185.9 mm. Force applied to the aircraft mass during the landing manoeuvre is depicted in Figure 6-a central plot. The maximum force observed in during the landing manoeuvre is 10708 N. Aircraft acceleration values are depicted in Figure 6-a bottom plot and a maximum acceleration value of  $14.28 \text{ m/s}^2$  is observed.

Figure 6-b top plot shows the aircraft, shock absorber and suspension system displacements in black, blue and red colours respectively for the landing manoeuvre with 10 ft/s sink speed. Equilibrium displacements are the same for both sink speed values. Maximum tire displacement is simulated as 4.9 mm. Total travel of the shock absorber is simulated as 272.9 mm with compression and extension values of 240.7 mm and 32.2 mm respectively. Force applied to the aircraft mass during the landing manoeuvre is depicted in Figure 6-b central plot. The maximum force observed in during the landing manoeuvre (with the same sink speed of the NACA experiment), is 15728 N. Aircraft acceleration values are depicted in Figure 6-b bottom plot and a maximum acceleration of  $20.97 \text{ m/s}^2$  is observed.

Bump passing manoeuvres are simulated for 4 seconds with two longitudinal vehicle speed values: 5 kph and 10 kph. Parabolic bump passing manoeuvre results are shown at Figure 7-a and 7-b for 5 kph and 10 kph vehicle speeds respectively. Considering 5 kph bump passing manoeuvre; in the top plot of figure 7-a bump profile is shown with green colour and aircraft mass, shock absorber and suspension system displacements with respect to equilibrium position are shown with black, blue and red colours respectively. Maximum displacement of 48.6 mm is observed at the aircraft chassis resulting to a shock absorber maximum deformation (compression) of 29.7 mm. Maximum shock absorber extension is simulated as 39.7 mm summing the total travel of 69.4 mm. For this manoeuvre an absolute maximum value of 1772.2 N force applied to the chassis via the shock absorber and  $4.73 \text{ m/s}^2$  acceleration is observed for compression direction. Considering extension direction 2886 N maximum force is observed at the shock vehicle chassis resulting to a maximum acceleration of  $7.7 \text{ m/s}^2$ .

Parabolic bump passing results manoeuvre with a vehicle longitudinal speed of 10 kph are shown at Figure 7-b. In the top plot bump profile is shown with green colour



**Figure 6.** Aircraft Landing Manoeuvre With 7 ft/s Sink Speed (a) and 10 ft/s Sink Speed (b)



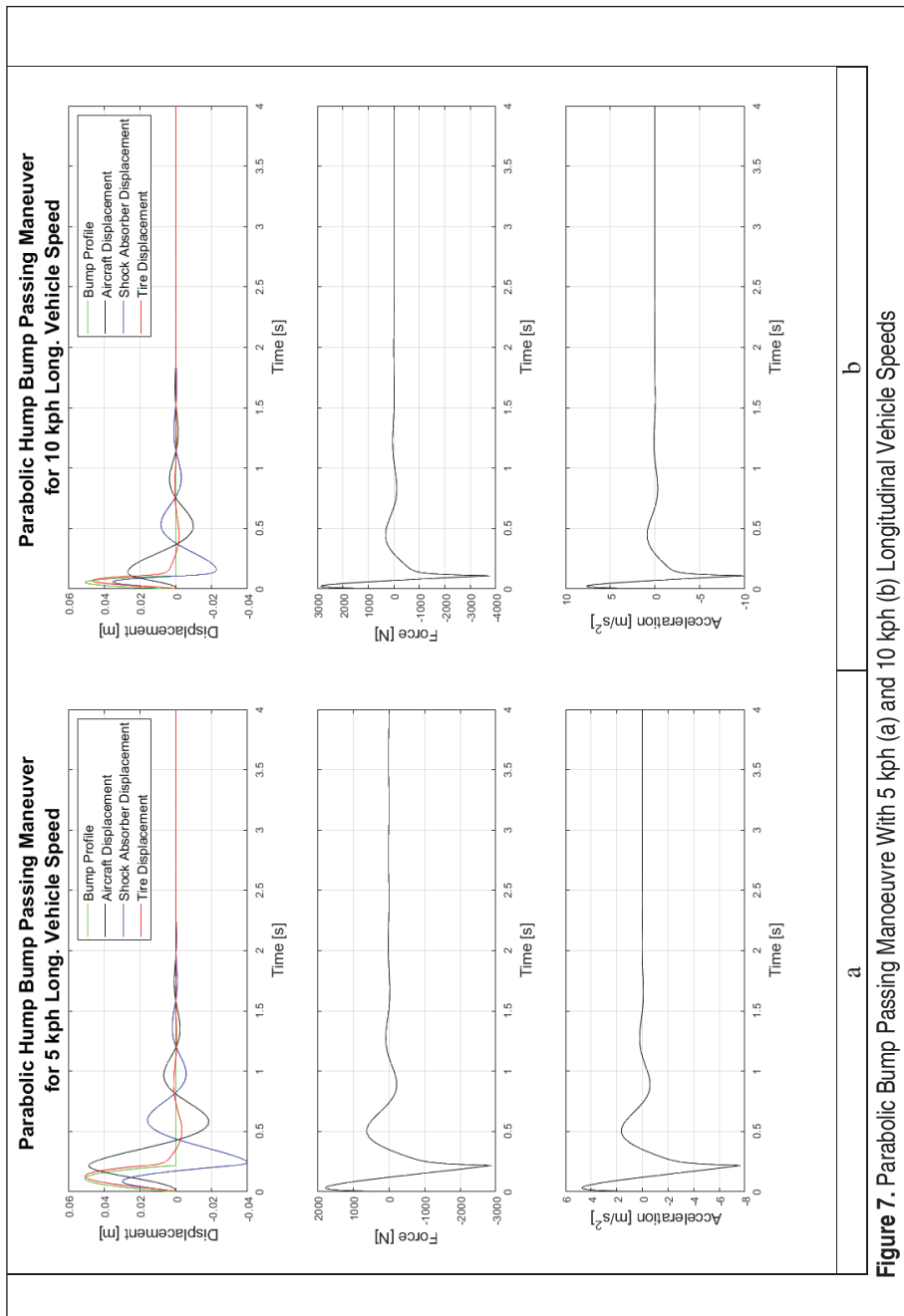


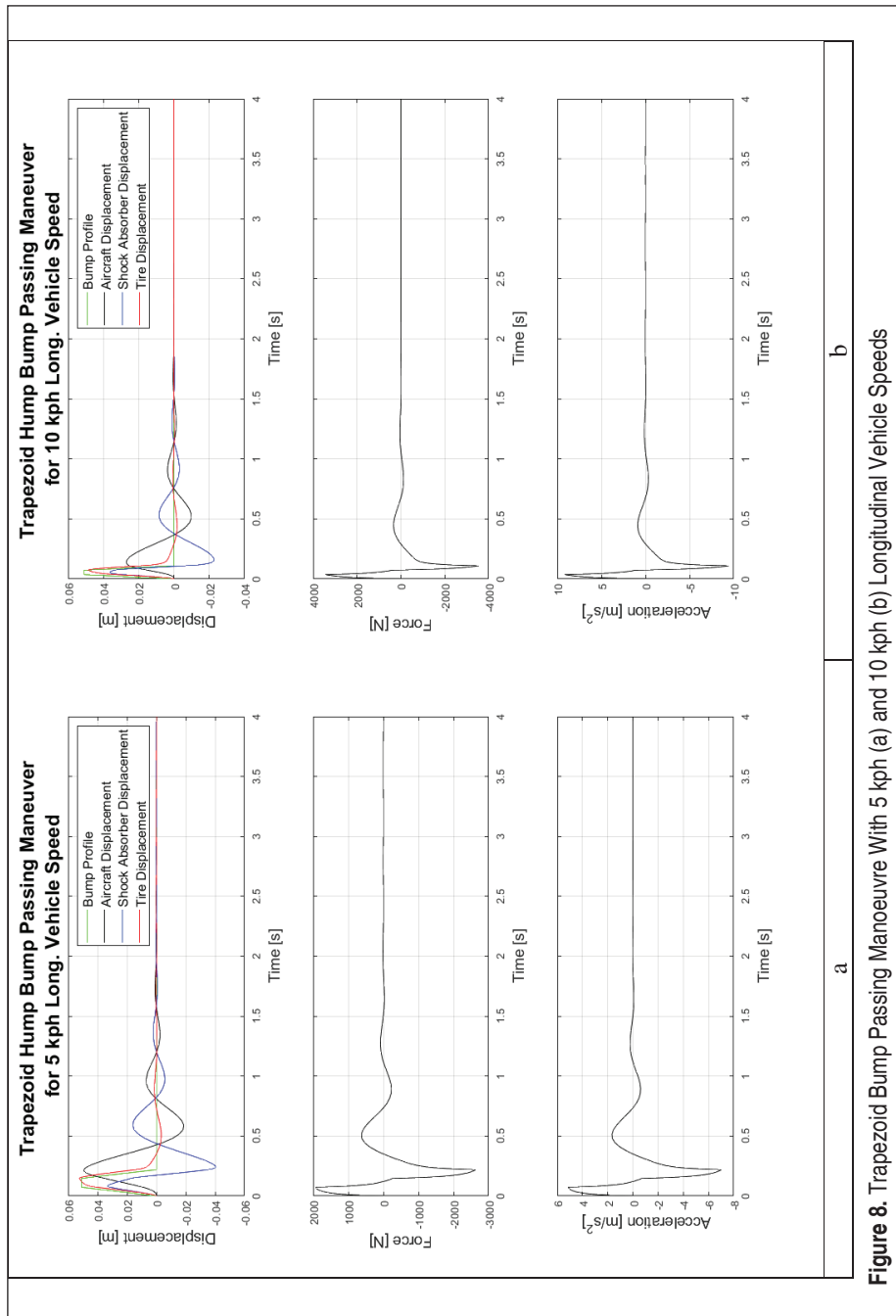
Figure 7. Parabolic Bump Passing Manoeuvre With 5 kph (a) and 10 kph (b) Longitudinal Vehicle Speeds

and aircraft mass, shock absorber and suspension system displacements are shown with black, blue and red colours respectively. Compared to 5 kph longitudinal vehicle speed a maximum displacement of 26.7 mm is observed at the aircraft chassis resulting to a shock absorber deformation of 35.3 mm in compression and 22.5 mm in extension directions. Shock absorber total travel is simulated as 57.8 mm. For this manoeuvre an absolute maximum of  $7.65 \text{ m/s}^2$  acceleration is observed resulting to a force with maximum 2870 N for compression direction. For the extension direction 3774 N maximum force is observed at the shock vehicle chassis resulting to a maximum acceleration of  $10.06 \text{ m/s}^2$ .

Trapezoid bump passing manoeuvre for 5 kph longitudinal speed results are shown in Figure 8-a. Top figure shows bump profile, aircraft mass, shock absorber and suspension system displacements signals with green, black, blue and red colours respectively. A maximum value of 49.2 mm aircraft chassis displacement is observed. Maximum shock absorber deformations are simulated as 40.3 mm and 33.1 mm respectively for extension and compression directions summing the total travel of 73.4 mm. For this manoeuvre an absolute maximum value of 1923.5 N force applied to the chassis via the shock absorber and  $5.13 \text{ m/s}^2$  acceleration is observed for compression direction. For the extension direction 2630 N maximum force is observed at the shock vehicle chassis resulting to a maximum acceleration of  $7.01 \text{ m/s}^2$ .

10 kph longitudinal vehicle speed trapezoid bump passing manoeuvre displacement results are shown in Figure 7-b for bump profile, aircraft mass, shock absorber and suspension system displacements signals with green, black, blue and red colours respectively. 26.9 mm maximum aircraft chassis movement is observed. Maximum shock absorber travels are simulated as 36.3 mm and 22.7 mm in compression and extension directions respectively, making the total travel as 59 mm. For the compression direction 3430 N maximum force is observed at the shock vehicle chassis resulting to a maximum acceleration of  $9.15 \text{ m/s}^2$ . For the extension direction 3533 N maximum force is observed at the shock vehicle chassis resulting to a maximum acceleration of  $9.42 \text{ m/s}^2$ .

Considering landing manoeuvres, setting time is defined as the duration that the aircraft position settles in %98 of the steady-state value. For the bump passing manoeuvres, setting time is defined as the duration that the vibrations are dampened within 2% of the bump height. Simulation results are summarized in Table 3. For the landing manoeuvre vibrations are dampened in around 1.9 seconds for both sink speeds. Considering bump passing manoeuvres is 1.5 and 1.37 seconds for the 5 kph and 10 kph longitudinal vehicle speed conditions. Shock absorber strokes are maximum for the landing manoeuvres due to the reason that when the aircraft is in the air just before landing, shock absorber goes to maximum extension length. Similarly maximum force is observed at the 10 ft/s landing manoeuvre.



**Figure 8.** Trapezoid Bump Passing Manoeuvre With 5 kph (a) and 10 kph (b) Longitudinal Vehicle Speeds

**Table 3.** Matlab/Simulink Simulation Results

MANEUVER	Sink Speed (ft/s)	Long. Veh. Speed. (kph)	Comp. Dir. Max Force (N)	Comp. Dir. Max Accel (m/s <sup>2</sup> )	Ext. Dir. Max Force (N)	Ext. Dir. Max Accel (m/s <sup>2</sup> )	Set. Time (s)	Shock Absor. Stroke (mm)
LANDING	7	NA	10708	14.28	3935	5.25	1.87	177.4
LANDING	10	NA	15728	20.97	5742	7.66	1.88	272.9
B.P. – PARA.	0	5	1772	4.73	2886	7.7	1.5	69.4
B.P. – PARA.	0	10	2870	7.65	3774	10.06	1.37	57.8
B.P. – TRAP.	0	5	1924	5.13	2630	7.01	1.5	73.4
B.P. – TRAP.	0	10	3430	9.15	3533	9.42	1.38	59

## 5. DISCUSSION

Considering flying cars, suspension system should satisfy performance requirements for both landing and on road driving conditions. Within this perspective, it is proved out that the designed system with the suspension system parameters listed in Table 2, is adequate to meet the landing and bump passing requirements. For the landing manoeuvre the maximum achieved g-force is around 2.13 and the shock absorber stroke is around 273 mm which are within the expected range for small aircrafts. Moreover for the bump passing manoeuvres on road, considering the worst case scenario as 10 kph longitudinal vehicle speed, maximum accelerations are less than 1 g, considering the unsmoothed trapezoid bump profile, flying car will provide a comfortable ride. Choosing suspension system parameters as described in the study, will provide smooth landing and bump passing manoeuvres. Final tuning of the suspension system parameters should be performed depending on suspension system geometry.

## 6. CONCLUSION

Suspension system design is very critical for roadable aircrafts considering the fact that, the system should meet the criteria for both landing and on road maneuvers. Therefore suspension system parameters such as shock absorber spring and damping coefficients need to be optimized considering both maneuvers. In aviation industry optimization process is performed using simulations. Within this perspective a suspension system model is developed in Matlab/Simulink software that is able to simulate both landing and bump passing maneuvers. After validating the developed model using literature data for the landing maneuver, the model is employed to simulate landing and bump passing maneuvers for a roadable aircraft employing small size on road vehicle parameters. Results indicate that choosing suitable suspension system parameters will meet the criteria for both landing and bump passing maneuvers such as having a maximum acceleration value about 2.14 g with maximum shock absorber



displacement of 273 mm for the worst-case landing scenario with sink speed 10 ft/s. Considering the bump passing maneuvers, a maximum acceleration around 1 g is obtained in the extension direction for the 10 kph longitudinal vehicle speed for the parabolic bump profile.

## REFERENCES

1. **Stiles, Palmer.** "CaRnard - A New Roadable Aircraft Concept." SAE Technical Paper Series, January 1993.
2. [https://en.wikipedia.org/wiki/Roadable\\_aircraft#cite\\_ref-Time-never-come\\_7-0](https://en.wikipedia.org/wiki/Roadable_aircraft#cite_ref-Time-never-come_7-0)
3. **Kettering, Mark, and Daniel, Biezd.** "The Roadable Aircraft Design Project." 6th Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, April 1996.
4. **Follmann, Zsolt Eugenio Geza, and Adilson Marques Da Cunha.** "Triphibian Flying Car Design." SAE Technical Paper Series, January 1997.
5. **Crow, Steven.** "A Practical Flying Car." 1997 World Aviation Congress, 1997.
6. **Sarh, Branko, and Gunnar, Clausen.** "Private Air Transportation with Advanced Flying Automobiles and Roadable Aircraft and Impact on Intercity and Metropolitan Infrastructures." AIAA and SAE, 1998 World Aviation Conference, 1998. <https://doi.org/10.2514/6.1998-5536>.
7. **Ott, Wolfgang.** "HELios, a VTOL Flying Car." SAE Technical Paper Series, 1998. <https://doi.org/10.4271/985535>.
8. **Nakajima, Madoka, Toichi Fukasawa, Hiroshige Kikukawa, and Atsushi Yanagisawa.** "Design of a Roadable Aircraft of Fixed Wing and the Investigation of the Aerodynamic Characteristics." SAE Technical Paper Series, February 2004. <https://doi.org/10.4271/2004-01-3124>.
9. **Nakajima, Madoka, Yutaka Nishimiya, and Hiroshige Kikukawa.** "Aerostructural Study on Inflatable Wing of a Roadable Aircraft." 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2007. <https://doi.org/10.2514/6.2007-2330>.
10. **Murai, M., and Hayashi, T.** (2006). A conceptual design of a Roadable aircraft. 25th International Congress of Aeronautical Sciences.
11. **Haskins, David, and David M. Haskins.** "The Pulsed Turbine Rotor Engine VTOL Propulsion Concept and Applications: Capturing the Elusive Jet-Powered Flying Car and Redesigning a Radical Variant of the V-22 Osprey." SAE Technical Paper Series, 2008. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2269>.
12. **Saeed, B., and G. B. Gratton.** "An Evaluation of the Historical Issues Associated with Achieving Non-Helicopter V/STOL Capability and the Search for the Flying Car." *The Aeronautical Journal* 114, no. 1152 (2010): 91–102. <https://doi.org/10.1017/s0001924000003560>.
13. **Giannini, Francesco, Antoine Deux, Harold Youngren, and Robert Parks.** "Configuration Study and Performance of a Military V/STOL Roadable Aircraft." 11th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations (ATIO) Conference, 2011. <https://doi.org/10.2514/6.2011-6997>.



14. **Eker, Uğur, Grigorios Fountas, Panagiotis Ch. Anastasopoulos, Stephen E.** Still, An exploratory investigation of public perceptions towards key benefits and concerns from the future use of flying cars, *Travel Behaviour and Society*, Volume 19, 2020, Pages 54-66.
15. **Ahlin, Kjell, Granlund, Johan.** Calculation of Reference Ride Quality, using ISO 2631 Vibration Evaluation. 36th United Kingdom Group Meeting on Human Response to Vibration, UK, 2001
16. **Konieczny, Lukasz.** “Analysis of Simplifications Applied in Vibration Damping Modelling for a Passive Car Shock Absorber.” *Shock and Vibration* 2016 (2016): 1–9. <https://doi.org/10.1155/2016/6182847>.
17. **Darsivan, Fadly Jashi, and Waleed F. Faris.** “Vibration Investigation of a Quarter Car with Nonlinear Shock Absorber Model.” *Advanced Materials Research*, vol. 576, 2012, pp. 665–668., doi:10.4028/www.scientific.net/amr.576.665.
18. **Luczko, Jan, and Urszula Ferdek.** “Non-Linear Analysis of a Quarter-Car Model with Stroke-Dependent Twin-Tube Shock Absorber.” *Mechanical Systems and Signal Processing* 115 (2019): 450–68. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.06.008>.
19. **Jahromi, Ali Fella, and A. Zabihollah.** “Semi Active Vibration Control of a Passenger Car Using Magnetorheological Shock Absorber.” *ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Volume 3, Jan. 2010, doi:10.1115/esda2010-24079.
20. **Devdutt, and M. L. Aggarwal.** “Fuzzy Control of Passenger Ride Performance Using MR Shock Absorber Suspension in Quarter Car Model.” *International Journal of Dynamics and Control*, vol. 3, no. 4, 2014, pp. 463–469., doi:10.1007/s40435-014-0128-z.
21. W. Flugge, *Landing Gear Impact*, NACA, TN2743, 1952
22. **B. Milwitzky, F.E. Cook,** “Analysis of Landing-Gear Behavior”, NACA, TN1154, 1953
23. H.G. Conway, *Landing Gear Design*. Chapman & Hall, 1958
24. N.S. Currey, *Aircraft Landing Gear Design Principles and Practices Aiaa Education Series*, 1988
25. **Karam, W, and J-C Mare.** “Advanced Model Development and Validation of Landing Gear Shock Struts.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering* 224, no. 5 (February 2009): 575–86. <https://doi.org/10.1243/09544100jaero602>.
26. **Pratomo, Wanda, M. Adhitya, and Putra Mulya P.** “Design and Analysis of Upper Wishbone for Suspension System on Vertical Take-off and Landing (VTOL) Propulsion System Flying Car,” *AIP Conference Proceedings* 2008. <https://doi.org/10.1063/1.5051978>.
27. Uline Catalog, “Uline.” <https://catalog.uline.com/Spring-Summer-US-2022/720/> [Retrieved: 29-March-2022]
28. ED Decision 2003/14/RM, “EASA.”, [https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/decision\\_ED\\_2003\\_14\\_RM.pdf](https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/decision_ED_2003_14_RM.pdf) [Retrieved: 29-March-2022]



# Investigation of the Effect of Loading on Fatigue Life by Comparing Strain Gauge Measurements and Finite Element Analysis Under Gradually Increasing Load in An Axle Housing

Tuğçe Altinkaya<sup>1</sup>, Olcay Dağcı<sup>2\*</sup>, Fatma Dilay Aksoy<sup>3</sup>, Mehmet Onur Balcı<sup>4</sup>

## ABSTRACT

In this study, the stress values obtained from commercial finite element analysis software ANSYS® and stress values measured by strain gauges applied on an axle housing in test environment were compared. The axle housing is a test sample from heavy duty commercial vehicles. Besides from stress values comparison, fatigue behavior of the housing was observed under gradually increased loading conditions via hydraulic loaded test benches. Load conditions, configuration change steps, test parameters and fatigue life results will be explained in detail. It was observed that the results of FEA and strain gauge are coherent to each other and as the load was increased, the fatigue life decreased. The stress values in specified points of housing increase linearly with the load increment. However, as predicted, the relationship between load change and fatigue life is not linear. For instance, fifty percent increase in load reduces life by about seventy-five percent. The aim of the study is firstly correlate the FEA results by comparing with the test measurements and then try to observe the effect of load increase on the fatigue life which will be a beneficial source for estimation of the life of the axle housing under diverse loadings in the further studies.

**Keywords:** Axle housing, strain gauge application, stress and fatigue life comparison, finite element analysis

## Bir Diferansiyel Kovanında Kademeli Artan Yükleme Koşulları Altında Gerinim Ölçer Ölçümleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Kıyaslanarak Yüklemenin Yorulma Ömrüne Etkisinin İncelenmesi

### ÖZ

Bu çalışmada, sonlu elemanlar analiz programı ANSYS®' den elde edilen gerilme değerleri ile test ortamında diferansiyel kovanına bağlanan gerinim ölçerler ile ölçülen gerilme değerleri kıyaslanmıştır. Çalışmada kullanılan parça ağır ticari araçlarda kullanılan bir diferansiyel kovanıdır. Çalışmada gerilme değerleri karşılaştırmasının yanı sıra, hidrolik yüklemeli test tezgâhları ile kademeli artan yükleme koşullarında kovanın yorulma davranışı gözlemlenmiştir. Yük koşulları, test konfigürasyonları ve yorulma ömür sonuçları makalede detaylıca anlatılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ve gerinim ölçer sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu ve yük arttıkça yorulma ömrünün azaldığı gözlemlenmiştir. Gövdenin belirlenen noktalarında gerilim değerleri, yük artışı ile lineer olarak artmıştır. Ancak yük değişimi ile yorulma ömrü arasındaki ilişki doğrusal değildir. Yükteki yüzde elli artış, yorulma ömrünü yaklaşık yüzde yetmiş beş azaltmıştır. Çalışmanın amacı, öncelikle sonlu elemanlar çalışmalarının güvenilirliğinden testler ile karşılaştırma yaparak emin olmak, ilerleyen çalışmalar ile birlikte diferansiyel kovanının ömür tahmininde faydalı bir kaynak olacak şekilde ve daha fazla yük ile daha az çevrimde test gerçekleştirilerek ürünün güvenilirliğinden emin olunabilecek alt yapıyı hazırlamaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Diferansiyel kovanı, gerinim ölçer uygulaması, gerilme ve yorulma ömrü kıyaslaması, sonlu elemanlar analizi

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 23.12.2021  
Kabul/Accepted : 02.09.2022

<sup>1</sup> Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., İzmir, tugcealtinkayaa@gmail.com, ORCID: 0000-0001-7094-5980

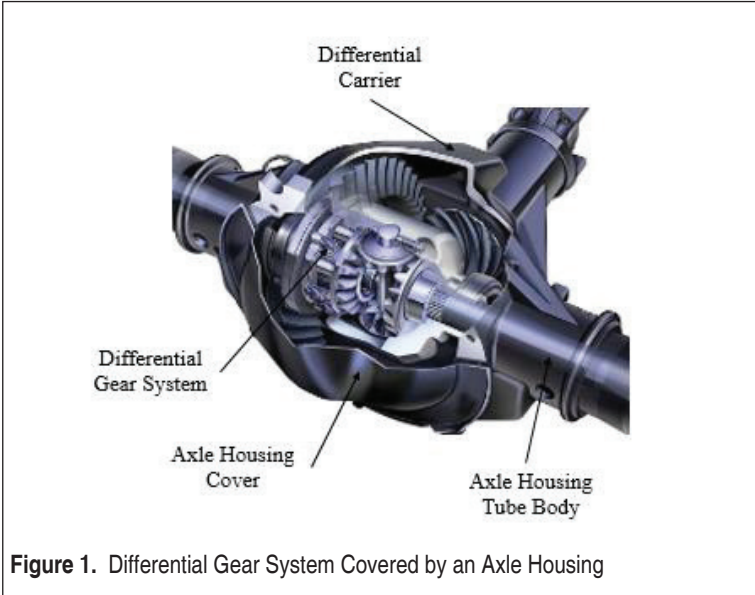
<sup>2</sup> Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., İzmir, olcay.dagci@egeendustri.com.tr, ORCID: 0000-0001-8358-0204

<sup>3</sup> Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., İzmir, dilay.aksoy@egeendustri.com.tr, ORCID: 0000-0001-9544-1412

<sup>4</sup> Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., İzmir, onur.balcı@egeendustri.com.tr, ORCID: 0000-0002-8086-8007

## 1. INTRODUCTION

Axle housing is a safety component located under vehicles whose objective is to house differential gear systems (see Figure 1), carry the gross axle weight ratings (GAWR) and endure for a life time of the vehicle. GAWR is the most distributed weight the axle of a vehicle can support. Especially, rear axle housing of a heavy duty vehicle [1] withstand great proportion of the load which is not only static but also dynamic





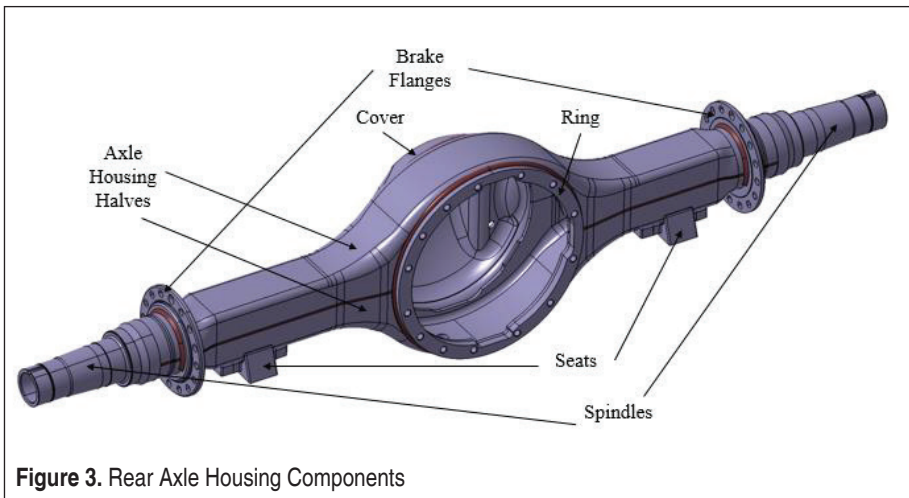


generated by the rough road conditions. The below figure (Figure 2) is viewing from rear side of a rear axle housing of a heavy duty commercial vehicle.

Rear axle housing has;

- two brake flanges for connection with brake systems,
- two spindles for connection with wheel hubs
- a differential system inside connection with axle mil for transmitting rotation movement to the wheels
- a cover for protection of the differential from outside surroundings and prevention of oil leakage
- a ring for connection with differential carrier

See below figure (Figure 3) for marked view of components on axle housing.



**Figure 3.** Rear Axle Housing Components

The static and dynamic strength of the axle housing is essential for the vehicle safety. Axle housing should operate till the end of service life of the vehicle which means it should not be replaced during the designated distance of usage. That's why, to ensure the stability of the housing, static and fatigue simulations are performed in design stage and validation bench tests after manufacturing.

The components of the housing are assembled by arc and friction stir welding to each other. Welding is the most common used method for joining two metals. It provides good adhesion on the product by fusion of the components and the weld. Besides the advantages, the welding weakens the material strength because high heat increase during the process both in the components and welding itself. Moreover, the hardness

and surface roughness of the weld affect the strength of the structure under static and/or dynamic loading. That's why, the connection areas are the most critical and sensible regions for the failure of the housing.

To investigate and predict the effect of the welding on the product before manufacturing it, some simulation tools can be used. However, these tools are very expensive. The simulations usually are performed without taking into account of the welding process which is cheaper and weld effect is ignored. To see the welding effect, bench tests are conducted to the products as validation. The real life under vehicle conditions are set for the fatigue bench tests. This test process should cover the life of the product under the failure occurs. That's why the tests take relatively long time to accomplish.

Along with this study, the time of testing is objected to be decreased. Considering the validation sample amounts and the elapsed time for getting results, any decrease of the test time would have great influence on money and time saving. Among other methods [2], one of the ways of decreasing this time is to increase the load of the product under fatigue bench testing.

## 2. FEA SIMULATION

In the study, the effect of the change in loading conditions to the stress concentrated areas and fatigue life of the axle housing was investigated and experimentally examined by effectively using simulation (FEA), validation (test bench) and data acquisition (DAQ) tools. To define these high stress concentrations on the axle housing, simulation process was conducted.

- The product modeled with 3D CAD program CATIA® (V5 R18 version) [3] was imported into a finite element analysis (FEA) software program, ANSYS® Mechanical Workbench (2021 R2 version) [4].
- The model is meshed to finite number of elements; fined around the stress concentrated regions, critical components and load application areas. Other component

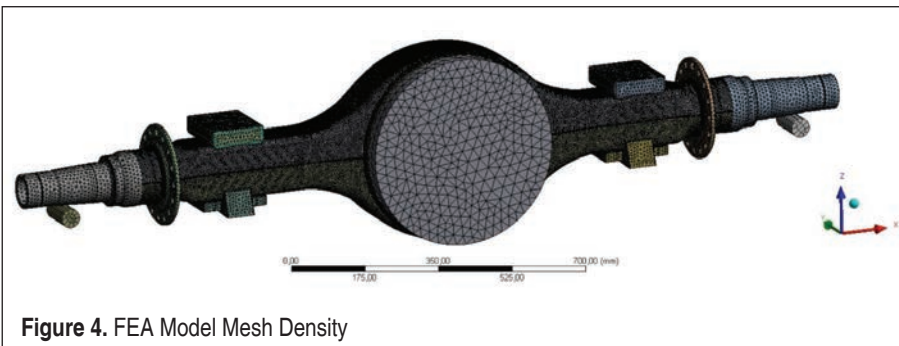
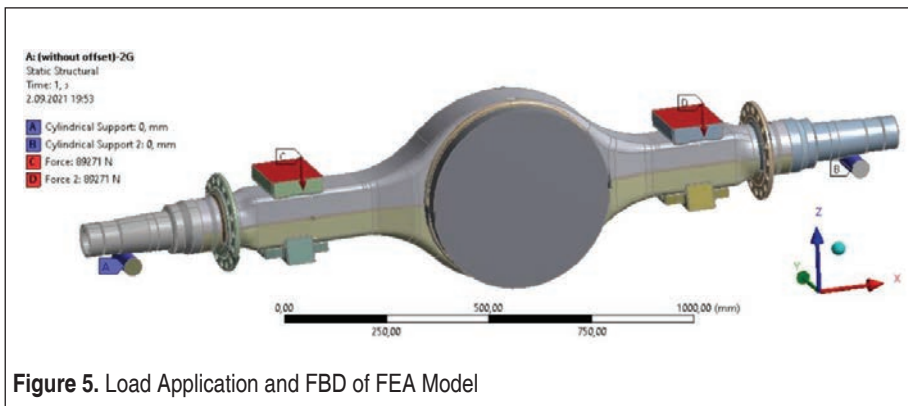


Figure 4. FEA Model Mesh Density



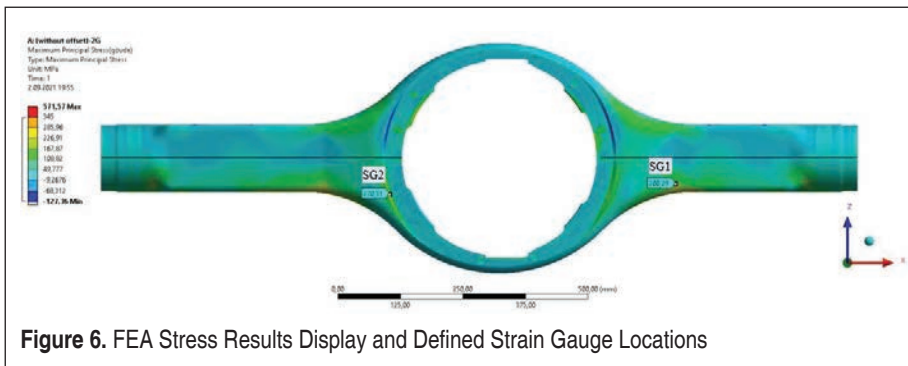
were meshed relatively coarse to decrease solving time. The model (see Figure 4) was meshed with;

- Tetrahedron (tet10) type of elements having which are 778.257 elements in total with 1.277.635 nodes
- Element sizes of; axle housing halves: 4.75mm, welds: 3mm, ring: 10mm, spindle: 10mm, cover: 10mm, brake flanges: 10mm, seats: 8mm, differential cover: 24mm
- The load application and support conditions were set to simulate vehicle riding conditions (Figure 5);



**Figure 5.** Load Application and FBD of FEA Model

- Cylindrical supports were added at the track widths to allow the axle housing is free at tangential direction but fixed in axial and radial directions.
- The loads were applied at the axle seats downwards (-z) starting with GAWR and increased gradually.
- According to the results of structural analysis (Figure 6), the high stress zones



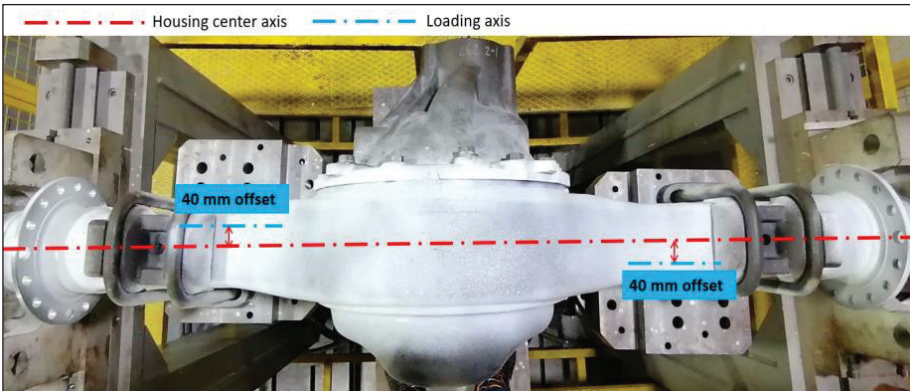
**Figure 6.** FEA Stress Results Display and Defined Strain Gauge Locations

were defined and geometrically suitable nearest points were selected to apply strain gauges for measuring the critical actual stress during the test loading. One of the critical regions was at banjo area of the housing and selected for SG1, the other was at the ring weld area and selected for SG2.

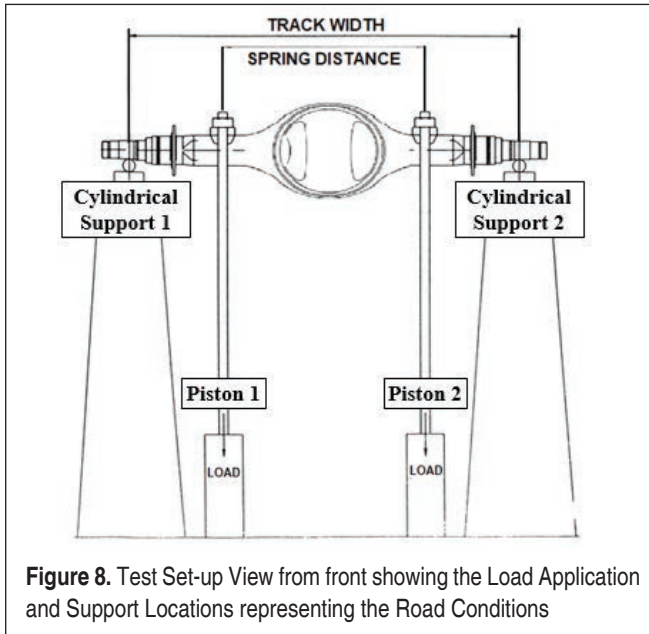
### 3. VALIDATION TEST AND DAQ

Testing axle housing was integrated into the test rig with combinations of setup parameters. In, all the conditions the housings were placed at cylindrical supports at the track width, which are the same positions of the wheels touch the ground at riding condition. And, the housings were mounted to the pistons at the spring seats where the vehicle loads were transferred through. For the offset included tests, the pistons were moved apart having 80mm total distance in between. The set up dimensions used in the tests are listed as below and can be seen in Figure 7 and Figure 8:

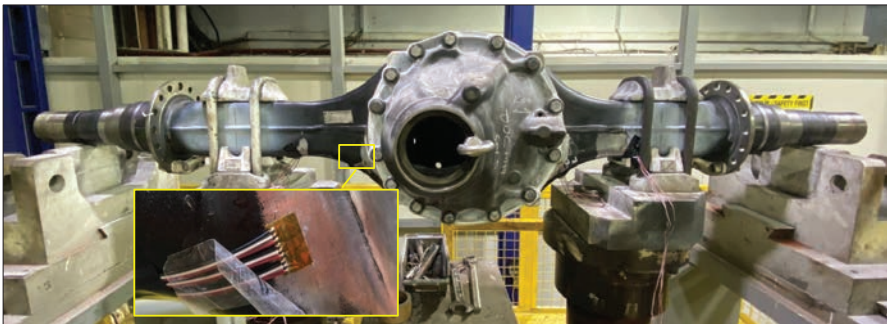
- Track Width: 1869.4 mm
- Spring Distance: 1028.7 mm
- Load Offset Value: 40mm
- After the housing was placed in the rig, the strain gauges were bonded on the axle housing (Figure 9) defined locations by following the instructions of strain gauge application process [5]. In the meanwhile, the data acquisition system was set up and the gauges were connected to the data logger. The loading was initiated to the pistons and the test has begun. The gauges were rosette type which means each of them can collect from all 3 directions of strains. The strain values coming from 6 channels were recorded all along the test. Then, they were converted to stress data to compare with the FEA stress results.



**Figure 7.** Test Set-up View from top showing the Load Offset



**Figure 8.** Test Set-up View from front showing the Load Application and Support Locations representing the Road Conditions



**Figure 9.** A Close View of Rosette type Strain Gauge bonded on the Axle Housing

- The test was carried out in 4 stages. The loadings were determined according to the load carrying capacity of the housing and the riding conditions [5]. Moreover, during the test stages, the configuration of the axle housing parts, and the loading offsets were changed to investigate their effect on the stresses.
- In the first 3 stages; the load was started starting with 9100 kg and increased with 455kg in each 500 cycles up to reach 13650 kg by in total 16500 cycles. In every stages the configuration of the housing or the load offset was changed. These repeated 11 steps are tabled below (Table 1).



**Stage 1:** With differential carrier, without offset (0-5500 cycles) 9100 kg to 13650 kg

**Stage 2:** With differential carrier, with offset (5500-11000 cycles) 9100 kg to 13650 kg

**Stage 3:** Without differential carrier, with offset (11000-16500 cycles) 9100 kg to 13650 kg

- In the final stage, at stage 4, the test continued with a load of 13650 kg until a crack initiate on the product.

**Stage 4:** With differential carrier, 13650 kg loading with offset, until the product cracks (16500-168000 cycles)

**Table 1.** Loading Steps for the first 3 Stages

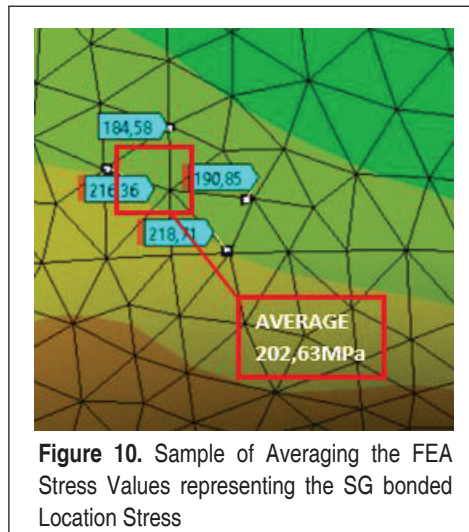
Step	Cycle	Load [kg/piston]	Preload [kg/piston]
1	0-500	9100	182
2	500-1000	9555	194
3	1000-1500	10010	200
4	1500-2000	10465	209
5	2000-2500	10920	218
6	2500-3000	11375	227
7	3000-3500	11830	236
8	3500-4000	12285	245
9	4000-4500	12740	254
10	4500-5000	13195	263
11	5000-5500	13650	273

#### 4. ASSUMPTIONS IN SIMULATION, VALIDATION AND DAQ

- The actual differential carrier geometry is very complex to model. In favor of model simplicity, the FEA analysis was performed with a representative dummy sheet plate cover. This plate provides integrity to the housing as connected to the ring area. Even if with the sheet plate, covering this area gives the required stiffness to the housing.



- All sub-parts (especially the welds) were modeled in ideal way, for example, neither surface roughness nor shape discontinuity was modelled in the CAD program. Then the FEA was performed directly on this model [7]. This may cause differences in FEA and strain gauge stress results. As the housing may have some geometrical differences as in manufacturing limits, it may result in stress concentration in some areas.
- Since the areas on the housing where the strain gauges were attached did not directly correspond to the mesh points on FEA, the stress values corresponding to the SG location were read and averaged in order to get closest stress value to represent the stress extracted area. [8] A sample averaging in FEA shown in below Figure 10:



- It is normal to have difficulty to place strain gauges exactly in the highest stress areas due to geometrical inconsistency like curvature or discontinuity in thickness. In this study, the gauges are tried to be placed as nearest point as could.
- Strain gauges are sensitive equipment; in some gauges, the stress could not be read after a while test had been started. In some gauges, fluctuations were observed in the stresses due to environmental and bonding factors such as temperature, contact quality, the slightest incompatibility in bonding. Also, the deterioration of some rosettes as observed during the test. In this article, 2 reliable strain gauges (SG1 and SG2) will be focused out of 4 stucked gauges.
- It was aimed to adhere the strain gauges in parallel with the x-axis (seam welding of the housing halves), but there were small differences in angles between x axis.

For this reason, the values of the “ $\phi$ ” angle were measured after the bonding process for each strain gauge by taking the x-axis as a reference, as shown in Figure 11. The transformation calculations were made by using these angles and below Equation 1 [9].

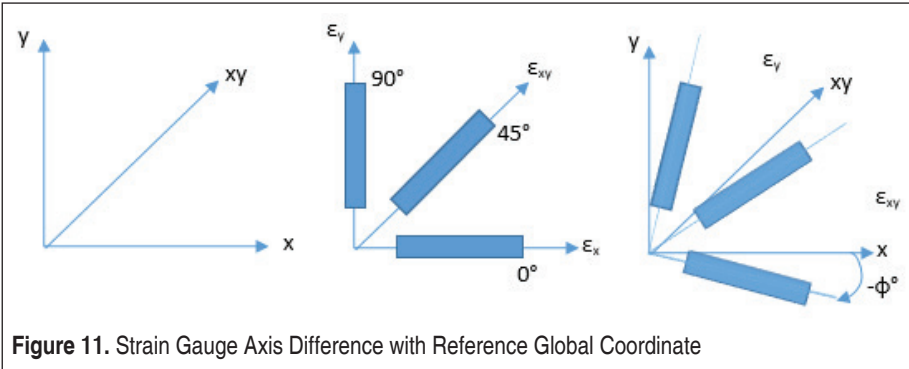


Figure 11. Strain Gauge Axis Difference with Reference Global Coordinate

Then the transformed strain values were obtained in global coordinate system of the housing.

$$\hat{a}_1 = \varepsilon_x \times \cos^2 \phi_1 + \varepsilon_y \times \sin^2 \phi_1 + \gamma_{xy} \times \sin \phi_1 \times \cos \phi_1$$

$$\hat{a}_2 = \varepsilon_x \times \cos^2 \phi_2 + \varepsilon_y \times \sin^2 \phi_2 + \gamma_{xy} \times \sin \phi_2 \times \cos \phi_2$$

$$\hat{a}_3 = \varepsilon_x \times \cos^2 \phi_3 + \varepsilon_y \times \sin^2 \phi_3 + \gamma_{xy} \times \sin \phi_3 \times \cos \phi_3$$

Equation 1: Angle Transformation Equations for Strains in all 3 Directions

## 5. RESULTS

### 5.1 Stage-1 Test Results and FEA Comparison

In this stage, the axle

- with differential carrier
- between 0-5500 cycles
- with gradual and cyclic loading starting from 9100kg to 13650kg
- without offset was tested

The measured (SG) and calculated (FEA) stress values for SG locations were graphed below as Figure 12 and Figure 13:

As seen in the above graphs, for both SG locations (especially for SG2):

- the FEA and SG stresses are parallel and close



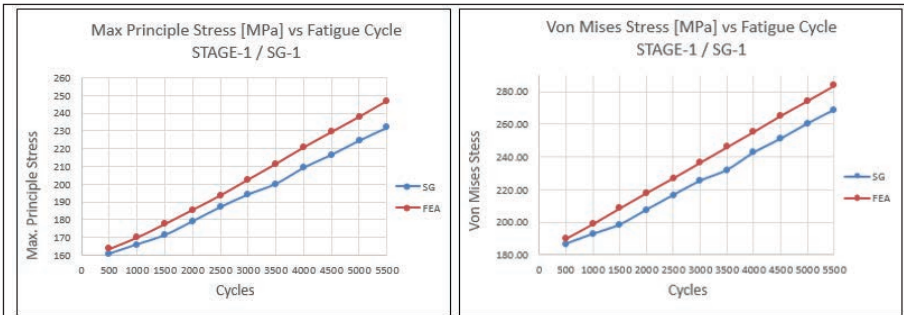


Figure 12. MP, VM Stress Results at Stage 1 / SG 1 and Comparison with FEA

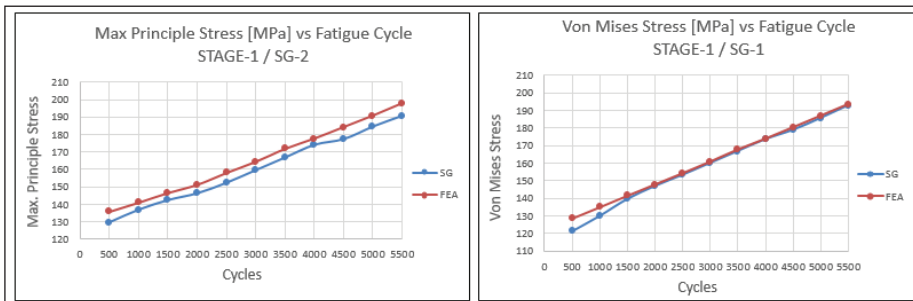


Figure 13. MP, VM Stress Results at Stage 1 / SG 2 and Comparison with FEA

- one can say, FEA and test are confirming each other
- moreover, it is observed that the stresses are increased as the load increased
- another observation is that the FEA stresses are slightly bigger than the measured ones. That is good and beneficial since the simulation will give conservative prediction for the non-tested situations [10]

## 5.2 Stage-2 Test Results and FEA Comparison

In this stage, the axle:

- with differential carrier
- between 5500-11000 cycles
- with gradual and cyclic loading starting from 9100kg to 13650kg
- with offset was tested

The measured (SG) and calculated (FEA) stress values for SG locations were graphed below as Figure 14 and Figure 15:

As seen in the above graphs, offset given FEA and test results are closer to each other than without offset condition.

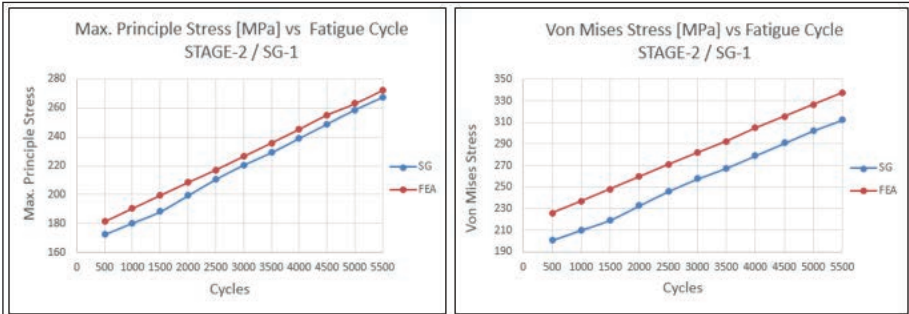


Figure 14. MP, VM Stress Results at Stage 2 / SG 1 and Comparison with FEA

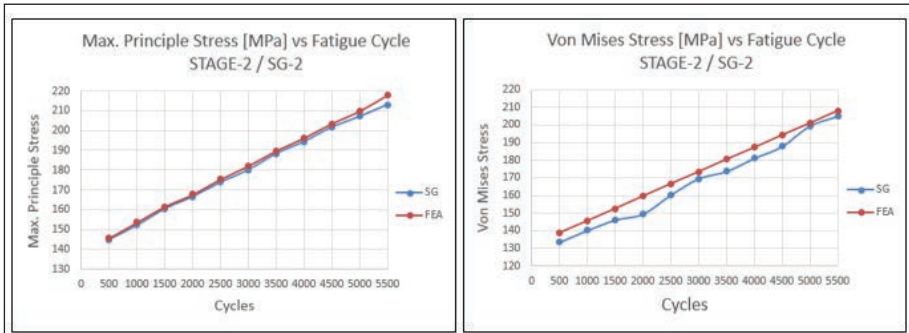


Figure 15. MP, VM Stress Results at Stage 2 / SG 2 and Comparison with FEA

- Similar comments of stage 1 can be done for the stage 2 as well
- Moreover, it was observed that the stresses increased around 10% compared to without offset condition.

### 5.3 Stage-3 Test Results and FEA Comparison

In this stage, the axle:

- without differential carrier
- between 11000-16500 cycles
- with gradual and cyclic loading starting from 9100kg to 13650kg
- with offset was tested

The measured (SG) and calculated (FEA) stress values for SG-1 location were graphed below as Figure 16;

As seen in the above graphs;

- Removing the cover from the housing during the test, caused an increase of



approximately 22% in the maximum principal stress values and an increase of approximately 23% in the equivalent stress values in the strain gauge test results. [11]

- However, in the analysis performed by suppressing the cover on the FEA, the maximum stress value was found below the stress value compared to the with cover condition. This is an unexpected and unrealistic situation. In the face of this decrease in the maximum principal stress, the equivalent stress remained almost constant. The reason is thought to be due to the fact that the cover used in the model made on FEA does not reflect the real conditions exactly. The dummy cover is used in the model which is not as heavy as the real carrier and no load is given to the cover to compensate this difference.
- In addition, it was observed after the experiment that the SG2 did not give reasonable values due to the failure of the SG2-2 channel during the test. For this reason, the values read from the SG1 without cover state and the stress values in the with cover state SG1 were compared in below Figure 17.

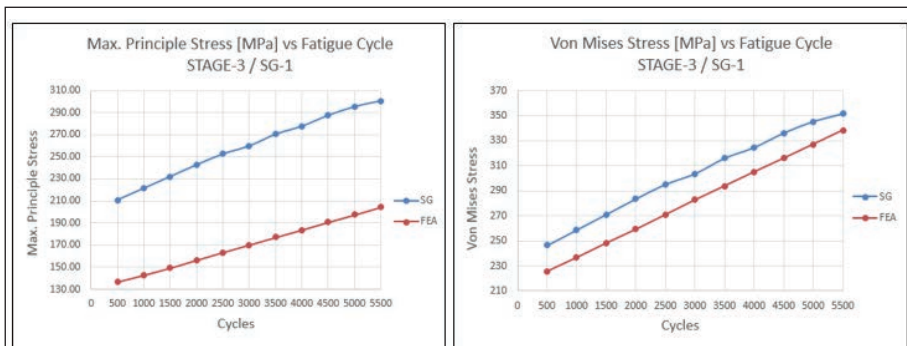


Figure 16. MP, VM Stress Results at Stage 3 / SG 1 and Comparison with FEA

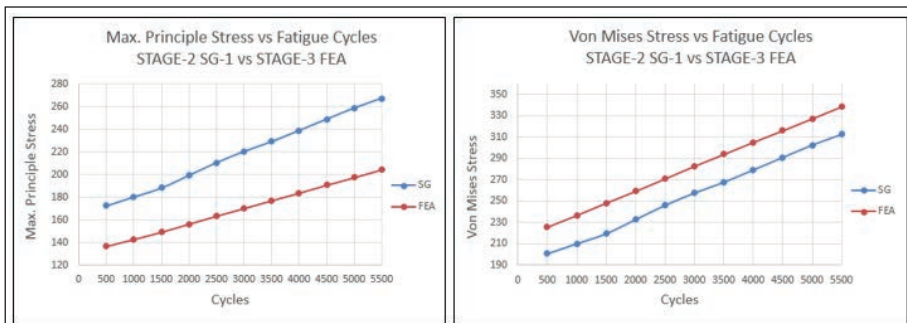


Figure 17. MP, VM Stress Results Comparison of Stage 2 SG 1 with Stage 3 FEA

## 5.4 Stage-4 Test Results

In this stage, the axle:

- with differential carrier
- between 16500-168102 cycles
- with constant cyclic loading of 13650kg
- with offset was tested

In the last stage of the experiment, the housing having differential carrier was left to fatigue test [12] at 13650 kg loading with offset. The test pistons are programmed to stop at a certain deflection difference in case of any crack initiation or propagation. By the help of this setup, the system stopped at cycle 168102 by a large deflection detection. The housing was examined and 80 mm crack were determined in the ring welding zone as picture in Figure 18. Although, the crack initiation cycle could not be captured, with foresight of prior experiences, it is predicted that the crack had initiated in the weld and propagate through the housing half at banjo region. Although the area where the crack is expected to occur is the ring welding area [13] and the crack occurred in this region as a result of the test, the stresses in the cracked region could not be observed because the geometry of the relevant region is not suitable for bonding the strain gauge.

## 6. CONCLUSIONS

Through this study, some observations were performed about the behavior of the housing in defined stages. A comparison can be done on the correlations between the applied load and obtained stress. The comparisons are shown in the below Table 2 and similarly in Figure 19 for the stages that loads gathered from SGs.

According to the results;

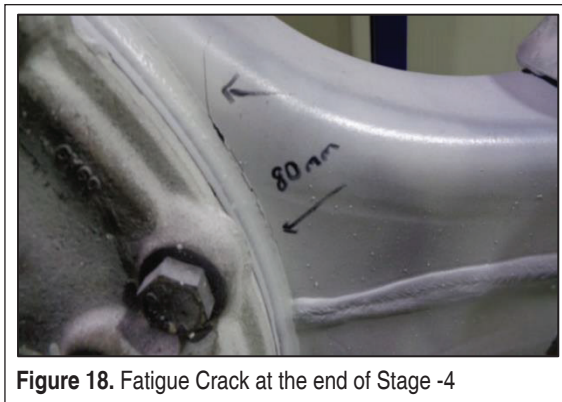


Figure 18. Fatigue Crack at the end of Stage -4



**Table 2.** Load Increase and Stress Relation

With Cover - Without Offset			With Cover - With Offset																
<b>STAGE 1 SG-1</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]	<b>STAGE 2 SG-1</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]														
	9100	160,68		9100	172,56														
	13650	231,95		13650	267,32														
<b>Rate of Increase</b>	50%	44,35%	<b>Rate of Increase</b>	50%	54,91%														
With Cover - Without Offset			With Cover - With Offset																
<b>STAGE 1 SG-2</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]	<b>STAGE 2 SG-2</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]														
	9100	129,72		9100	144,88														
	13650	190,82		13650	213,18														
<b>Rate of Increase</b>	50%	47,10%	<b>Rate of Increase</b>	50%	47,14%														
			<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">Without Cover- With Offset</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2"><b>STAGE 3 SG-1</b></td> <td>Load [kg]</td> <td>Stress [Mpa]</td> </tr> <tr> <td>9100</td> <td>210,85</td> </tr> <tr> <td></td> <td>13650</td> <td>300,7</td> </tr> <tr> <td><b>Rate of Increase</b></td> <td>50%</td> <td>42,91%</td> </tr> </tbody> </table>			Without Cover- With Offset			<b>STAGE 3 SG-1</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]	9100	210,85		13650	300,7	<b>Rate of Increase</b>	50%	42,91%
Without Cover- With Offset																			
<b>STAGE 3 SG-1</b>	Load [kg]	Stress [Mpa]																	
	9100	210,85																	
	13650	300,7																	
<b>Rate of Increase</b>	50%	42,91%																	

- When the housing is loaded with offset (offset amount is also effective, 40mm offset is given in this study), the stresses increased by 10% compared to the without offset condition.
- When the housing is loaded without cover, the stresses increase by 20% for the SG1 region.
- When the loading of the housing is increased by 50%, the stresses also increase linearly by 50% with this increase.
- It is observed that the increase is linear when the increase in housing loading from 9100 kg to 13650 kg at intervals of 455 kg.

Also, the test in this study was terminated at cycle 168,102. Considering its 153.102 cycles with 13650kg loading, result is like below:

- First objective of the study is to correlate FEA and test results in order to use FEA for the non-tested welded products confidently.
- After accomplishing that, secondly, observe the effect of load increase on the fatigue life which will be a beneficial source for estimation of the life of the axle housing under diverse loadings in the further studies. If the estimation can be achieved than by increasing the load, the testing time can be reduced. Consequently, there will be a major reduction in testing time and money spent on validation of the products.

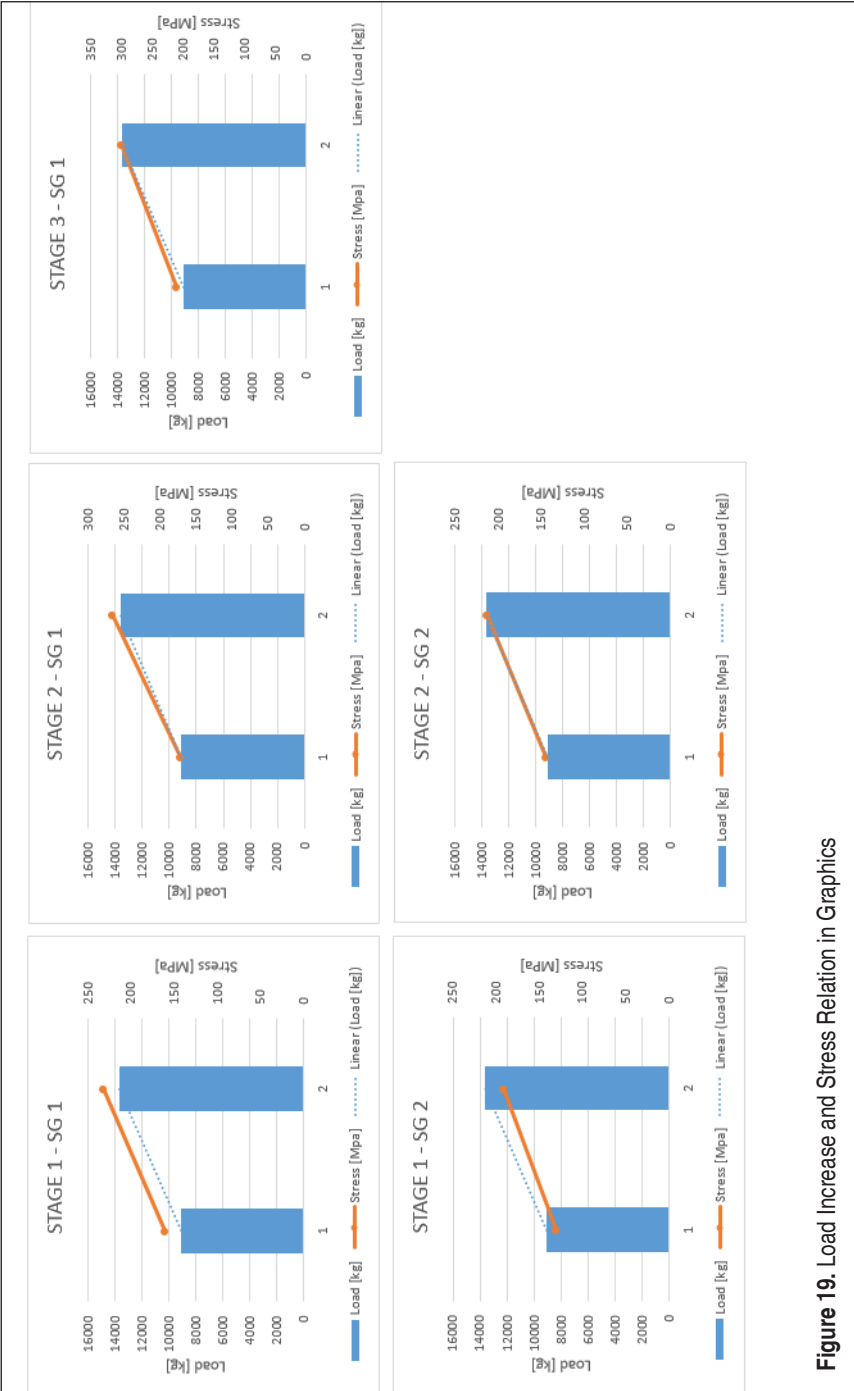


Figure 19. Load Increase and Stress Relation in Graphics



Compared to the nominal tests carried out at up to now with GAWR in the Ege Endüstri Test Center, based on prior experience of testing periods, it is observed that by this study, 50% increase in load caused a 76.72% decrease in life. That means, fatigue acceptance criteria of the product can be redefined to a profitable value by proceeding this study until getting a confidence level. This study will lead to upcoming ones.

## 7. SYMBOLS

$\epsilon$ : epsilon, strain value

$\gamma$ : gamma, shear strain value

$\phi$ : phi, representing the angle difference between SG x direction and global x direction

## 8. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank Ege Endüstri ve Tic. A.Ş. for providing all kinds of support to our work with test center capabilities, computers, engineering software, and BIAS Mühendislik Ltd. Şti. for providing technical support on the use of strain gauge.

## REFERENCES

1. **Topaç, M. M., Günal, H., Kuralay, N. S.** 2008; "Fatigue Failure Prediction of a Rear Axle Housing Prototype by Using Finite Element Analysis", Eng Fail Anal (2008), DOI:10.1016/j.engfailanal.2008.09.016
2. Hongwei Zhang, Liangjin Gui, Zijie Fan, "A New Method to Accelerate Road Test Simulation on Multi-Axial Test Rig", SAE Technical Paper Series, vol.1, 2017
3. CATIA V5 R18 Designers Guideline, CADEM, Assembly Design, 2007
4. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference 2021 R2. ANSYS Inc, Canonsburg; s.5-26, s.779-781
5. IMC Veri Toplama Sistemi ile Strain Gage Uygulama ve Teori Eğitimi (2021), BİAS Mühendislik Ltd. Şti, İstanbul.
6. **Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W.** 2001; "The Automotive Chassis: Engineering Principles" 2nd Edition, ISBN 0-7680-06570 Butterworth-Heinemann, Oxford; s.318-325
7. **Budynas, R. G., Nisbett, J. K.** 2011; "Shigley's Mechanical Engineering Design" 9th Edition, ISBN 978-0-07-352928-8, McGraw-Hill, New York; s.358, s.954-972
8. **Topaç, M. M., Günal, H., Kuralay, N. S.** 2009; "Ağır Ticari Taşıt Arka Aks Gövdesinin



Tekrarlı Düşey Yük Altında Yorulma Ömrünün Sonlu Elemanlar Analizi yardımıyla İyileştirilmesi”, Mühendis ve Makine, Cilt: 51, Sayı: 601, s.10-20

9. **Lee Y. L., Pan J., Hataway R., Barkey M.** 2005; “Fatigue Testing and Analysis” 1st Edition, ISBN 0-7506-7719-8, Elsevier Butterworth-Heinemann, Burlington; s.1-57
10. Xian Zhong Yu, Gang Jie, Ping Hui Huang, Si Cheng Tang, “Fatigue Life Prediction of Driving Axle Housing Assemble Based on FEA”, Advanced Materials Research, vol.179-180, pp.1217, 2011.
11. **Kuralay N. S.** 2008; “Motorlu Taşıtlar; Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt 1; Tahrik ve Sürüş Sistemleri”, ISBN 978-9944-89-610-8, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, İzmir; s.124-137
12. **Topaç, M. M., Günal, H., Kuralay, N. S.** 2008; “Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi”, Mühendis ve Makine, Cilt: 49, Sayı: 583, s.3-10.
13. **Schijve J.** 2009; “Fatigue of Structures and Materials” 2nd Edition, ISBN-13: 978-1-4020-6807-2, Springer Science Business Media B.V, Berlin/Heidelberg; s.535-557





# Kondenstopların Enerji Verimliliğine Etkileri ve Enerji Maliyet Analizi: Bir Tekstil Firması Örneği

Hakan Kavak <sup>1</sup>, Nimeti Döner<sup>\*2</sup>

## ÖZ

Buharı kullanan ve buhar hatlarının yoğun olduğu çeşitli endüstriyel tesislerde, kondenstoplar enerji verimliliği için oldukça önemli ekipmanlardır. Çalışmamızda kondenstopların çeşitleri, kullanım özellikleri ve uygulamada karşılaşılan aksaklıklar (montaj, ebatları, malzeme uygunluğu, çalışma şartları) bakımından en çok görülen kondenstop problemleri anlatılmaktadır. Genel kondenstop problemlerinin oluşum nedenleri, bakım ve onarım için yapılması ve dikkat edilmesi gerekenler ayrıntılı açıklanmaktadır. Bir endüstriyel tesisin buhar hatlarının kayıp ölçümü ve kondenstopların enerji kayıp maliyetleri hesaplanarak, ekonomik önemleri de gösterilmektedir. Analizler sonucunda, 105 kondenstop olan fabrikanın kondenstoplardan bir yıllık enerji kayıp maliyetinin 561,384 USD olduğu, bakım ve tamir işlemlerinden sonra 93,287 USD düştüğü tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kondenstop, enerji verimliliği, kondens, buhar kaçağı, ekonomik analiz

## Impact of Steam Traps On Energy Efficiency and Energy Cost Analysis: The Case of a Textile Factory

### ABSTRACT

Steam traps are critical to energy efficiency in many industrial facilities. The types of steam traps, their uses, and application problems (such as installation, sizing, material compatibility, working conditions) have been explained in this study. The most common causes of steam trap problems and methods for maintenance and repair are explained in detail. Steam leakage measurements in an industrial plant were used to demonstrate the economic significance of steam traps. Based on the analyses, the one-year energy loss cost for the plant with 105 steam traps was determined to be \$561,384, and was reduced to \$93,287 after the maintenance period.

**Keywords:** Steam trap, energy efficiency, condensate, steam leakage, economic cost

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 08.06.2022

Kabul/Accepted : 08.09.2022

<sup>1</sup> Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara  
hakankavak43@gmail.com, ORCID: 0000-0001-9370-8072

<sup>2</sup> Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara  
nimetidoner@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0001-8963-2829



## EXTENDED ABSTRACT

### 1. Introduction and Purpose

Steam systems are an essential component of many industrial plants. Although the energy sources of industrial plants are very different, the steam systems used are approximately the same. For this reason, measuring and evaluating energy efficiency is an important issue and goal. The most important way to reduce the consumption of thermal energy in the form of steam is to minimize heat losses, to use the energy as efficiently as possible by improving the heat transfer mechanisms in the production stages, and to recover the condensate formed after the use of steam in the closed system without leakage. Condensate formation in steam systems causes fundamental problems:

- Reduction of pressure and flow
- Increase of steam humidity
- Occurrence of water shocks (hammering).

These problems damage equipment in steam distribution pipelines and cause longitudinal cracks on pipe surfaces, leakage at welds, and deformation of expansion joints used in pipelines. Water shocks are also dangerous to heat exchangers and equipment. Steam traps are essential to prevent water hammer problems and reduce unplanned repair costs.

### 2. Subject of the Studys

A significant energy problem results when steam traps are overlooked in factories with heat processes. Maintenance, controls and replacement of defective steam traps are essential to the operational efficiency of companies and are also necessary for the energy efficiency system ISO 50001. In this study, general information about steam traps is given. The importance of steam traps to energy efficiency, types, operating principles, causes of failure, and the effects of steam traps on the system after failure are explained. Then, our study evaluates heat losses and costs based on measurements of steam traps in a textile factory.

### 3. Analyzing of the Steam Traps

Condensate flow and pressure change should be properly calculated to operate systems efficiently, and the condensate line must be constantly drained. Steam trap failures can affect process operations, reduce energy efficiency and diminish projected industrial plant profits. Choosing the right steam trap improves system reliability and reduces energy costs.

In the textile factory studied, steam lines and steam traps have an operating pressure of 7 bar, and a total of 105 steam traps were studied for their technical characteristics. The leakage measurements were carried out with an ultrasonic device of the model Ultraprobe100 UP100KT from the brand UE SYSTEMS. The areas of application, technical specifications, type of defect and measurement results of the steam traps examined are detailed in Table 3 (in the paper). The table below contains the analysis results of the steam traps in the different sections of the textile plant studied.

**Table.** The analysis of the steam traps in the facility

Bölüm	Kaçıran kondenstop (Adet)	Toplam kaçak miktarı (kg/h)
Baskı bölümü	14	305
Boyahane	10	535
Kuru Bölüm	8	310
Toplam	32	1150

The annual leakage cost is calculated assuming that the factory operates 6000 hours per year. Here, the annual operating time was assumed to be 6000 hours because the machines in the factory are not continuously supplied with steam. The amount of steam during one year due to leakage from steam traps:

$$1150 \text{ kg/h} \times 6000 \text{ h/year} = 6,900,000 \text{ kg/year} = 6,900 \text{ tons of steam/year.}$$



Using water at a temperature of 20 °C, 638,030 kcal of energy is required to generate a pressure of 7 bar of saturated steam. The lower heating value of the fuel was assumed to be 8250 kcal/cm<sup>3</sup>. The enthalpies of the water were taken from thermodynamic tables. Finally, the energy loss of the steam traps for one year was determined to be \$561,384 and the energy loss from reusing the condensate in the factory was determined to be \$ 500,802. The energy cost if the condensate is not recovered is higher than if the condensate is recovered. After the repair and maintenance work, fewer leaks (191.1 kg/h) were detected during measurements with a new type of sensitive leakage measuring device (TLV-Trapman). In the second measurements after the elimination of the leaks and technical defects detected in the textile factory, using a different and more sensitive leakage measurement device, the energy cost for the non-recycled condensate is \$83,220, while the energy cost for the waste condensate is \$93,287.

#### 4. Conclusions

Steam traps in facilities should be inspected every three months and repaired or replaced if a repair kit is available. Steam traps should not be considered just a vapor barrier for plumbing systems. If careless, they can cause high energy consumption. When purchasing a steam trap, it should be questioned whether the surfaces that the condensate comes in contact with are stainless, or if features such as the opening diameter and automatic venting are available.

## 1. GİRİŞ

Buhar sistemleri pek çok endüstriyel tesisin önemli bir parçasıdır. Petrol rafinerisi, çelik ve metal üretim tesisleri, çimento, cam ve seramik üretim tesisleri, kâğıt ve tekstil ile organik kimyasalların üretim sistemlerinde yoğun olarak kullanılmaktadır ve bu sistemlerde enerji verimliliği de oldukça önemlidir. Üretilen buhar, sistemde dolaşarak ısı transferinde, sıvıların damıtılmasında ya da direkt hammadde şeklinde kullanılabilir [1]. Enerji kullanan endüstriyel tesislerin tamamında buhar üretmek için yüksek oranda fosil yakıt kullanılmaktadır. 2016 yılı verilerine göre, Dünya'nın birincil enerji kaynaklarının %81'i fosil yakıtlardır (kömür, petrol, doğalgaz, linyit, asfaltit vb.). 2021 yılı Dünya Enerji Konseyi verilerine göre, dünya çapında elektrik üretiminde son on yılda kömür kullanımı %40 dan %35 civarına gerilerken, yenilenebilir enerjilerin kullanımı %11.7'ye yükselmiştir [2]. Dolayısıyla, endüstriyel sistemler ve enerji kaynakları çok çeşitli olmasına rağmen, kullanılan ana buhar sistemleri yaklaşık olarak aynıdır [3]. Bu nedenle buhar sistemlerinin enerji verimliliği ölçüm ve değerlendirmesi önemli bir konu ve hedef olmaktadır.

Buhar şeklindeki ısı enerjisinin tüketimini azaltmanın en önemli yolu, ısı kayıplarını azaltmak, üretim aşamasında ısı transfer mekanizmalarını iyileştirerek enerjiyi en verimli şekilde kullanmak ve kapalı sistemde buhar kullanımı sonrası oluşan kondens kayıpsız şekilde geri kazanmaktır.

Buhar-yoğuşma sistemlerinin proses sürecinde karşılaşılabilecek problemleri şunlardır [4]:

- a) Buhar kalitesinin zayıflığı
- b) Süreç parametrelerinin otomatik kontrol eksikliği
- c) Uygun kondensstopların kullanılmaması

Buhar sistemlerinde yoğuşma (kondens) oluşumu önemli problemlere sebep olmaktadır:

- Basınç ve debide azalma
- Buhar neminde (ıslaklığında) artış-Buharın kuruluk oranında azalma
- Su şoklarının (koç darbelerinin) oluşumu

Bu problemler buhar dağıtım hatlarındaki ekipmanlara zarar vermekte ve boru yüzeylerinde boyuna çatlakların oluşmasına, kaynak noktalarında kaçaklara, boru hatlarında kullanılan kompensatörlerin deforme olmasına sebep olmaktadır. Su şokları da (koç darbeleri de) ısı değiştiricileri ve ekipmanlar için son derece tehlikelidir. Kondensstoplar su şoklarından kaynaklanan problemlerin önlenmesi ve planlanmayan tamir maliyetlerinin azaltılması için gereklidir.

ISO 50001 Enerji Yönetim Sistemi (EnYS) enerji kuruluşlarının enerji performansını



arttırma yolunda dünya çapında kullanılmakta olan yeni sistemdir [5]. EnYS ile enerjinin verimli kullanılması, israfın önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün azaltılması ve çevrenin korunması için enerji kaynakları ve kullanımında verimliliğin artırılmasına yönelik çalışmalar düzenlenir. Filkoski ve arkadaşları [6], Kuzey Makedonya'daki bir bileşik ısı ve güç santrali için yaptıkları enerji verimliliği analizlerinde bir kondensatın enerji geri kazanımında yıllık 385 MWh enerji tasarrufu ve 10.500 € ekonomik kazanç sağlayabileceğini göstermişlerdir. Endonezya'daki süt paketleme fabrikasının buhar sistemindeki kondensatların enerji verimliliği ve maliyet analizleri Permatasari ve Nur Nawaksa [7] tarafından çalışılmıştır. Süt ısı deştiştiricileri vasıtasıyla, 300 kPa ve 800 kPa basınçlarda, ısıtma işlemine tutulmaktadır. Yazarlar, yeni çeşit bir kondensatın uygulandığı, 202 adet aynı yeni kondensatın kullanıldığı sistemde buhar kaçak ölçümleri ve Masoneilan'ın formülü ile yaptıkları hesaplama sonuçlarını değerlendirmişlerdir. Bu çalışma ile buhar kayıp miktarlarının kondensatların giriş basıncı ve orifis çapı ile doğrudan alakalı olduğunu tespit etmişlerdir. Kanada'da bir petrol rafinerisindeki kondensatlar için termodinamik yaklaşım temelli, dinamik kontrol tekniğı ile enerji verimliliğı simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışma ile kondensatların simülasyon modellerinin çalışma kısıtları ve performansları değerlendirilmiştir [8].

Isı prosesi olan fabrikalarda kondensatlar (buhar kapanları da denilmektedir) gözden kaçırıldığında, belirgin bir enerji problemi ile karşılaşmaktadır. Kondensatların bakımı, kontrolleri ve arızalı olanlarının yenilenmesi işletmelerin verimliliğı açısından önem arz etmektedir ve ISO 50001 enerji verimliliğı sistemi için de gereklidir. Bu çalışmada kondensatlar hakkında genel bilgi verilmekte, kondensatların enerji verimliliğindeki önemi, çeşitleri, çalışma prensipleri, arıza sebepleri, arıza sonrası kondensatların sisteme etkileri anlatılmaktadır. Devamında çalışmamızda, bir tekstil fabrikasında kullanılan kondensatlarda yapılan ölçümler neticesinde meydana gelen enerji kayıpları ve maliyetleri değerlendirilmektedir.

## 2. KONDESTOPLAR VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Buhar hatlarında ısı enerjisi verimliliğı özellikle üç kısımda incelenmektedir.

### 2.1 Kondens Dönüşleri

Buhar kazanlarının verimliliğinde kondens dönüşlerinin büyük etkisi vardır. Kondens ısı enerjisini işletmede kullanmış olan buharın tekrar kazana dönen kısmı olarak tanımlanır [1].

Kazanda buharlaştırılacak olan su, buhar kazanına girmeden önce özel reçine tanklarından geçirilerek  $\text{CaCO}_3$ 'dan ve osmoz arıtma tesislerinde arıtılarak demineralize işlemi gerçekleştirilir. Dolayısıyla, içinde bulunan inert gazlara ve korozif etkenlere karşı kimyasal maddelerin ilaveleriyle şartlandırılmış maliyetli sulardır. Ayrıca atmosfer

fere açık sistemlerde yaklaşık 90°C sıcaklıkla kazana döndüklerinden, ilave suyun ön ısıtma ihtiyacı da ortadan kalkmaktadır. Bu suların en yüksek verimde kazanılıp tekrar kazana getirilmesi %10 enerji verimliliği sağlamaktadır [3].

## 2.2 Kondensstoplar

Kondensstoplar buhar sistemlerinde doyma basıncında bulunan buharın içindeki sıvı fazın sorunsuz bir şekilde tahliye edilmesini sağlarlar. Ayrıca buhar içindeki havayı ve inert gazlarında atılmasını gerçekleştirirler. Kondensstoplar bu özellikleriyle buharı sistem içinde tutarak enerjinin daha verimli kullanılmasını sağlarken havayı atarak, proses ekipmanlarında genellikle de ısı değiştiricilerde daha efektif ısı aktarımını gerçekleştirirler. Başka bir ifadeyle, iyi bir kondensstop buhar kayıplarını minimize ederken, buhar verimliliği ve kalitesini de maksimum yapar. Bununla birlikte, inert gazları atarak buhar tesisatlarının ve kazanın uzun ömürlü olmasını da sağlamaktadır. Kondensstopların kullanım sürelerinin, çeşidine ve sistemdeki buhar basıncına bağlı olarak 6 ile 10 yıl arasında olduğu belirtilmesine rağmen, Kanyarusoke ve Noble-Jack [9] endüstriyel tesislerde kondensstopların kullanım sürelerinin 3 ile 5 yıl arasında olduğunu tespit etmişlerdir. Yazarlar çalışmalarında, kondensstopların efektif çalışmaması sonucunda bazı endüstriyel tesislerde buharın %55'inin kaybedildiğini de gözlemlemişlerdir. Bir petrol rafinerisindeki buhar dağıtım hatlarının enerji verimliliğini inceleyen Singh ve arkadaşları [10] kazanda üretilen buharın %20 civarının kondensstoplarda kaybedildiğini tespit etmişlerdir.

Kondensstoplarda arıza olması durumunda, buhar kayıplarını azaltmak amacıyla, iç kısımında bir orifis bulunmaktadır. Bu orifisten buhar akışı John Napier denklemi ile hesaplanır.  $W$  buhar kaybı (kg/h),  $P_{abs}$  buhar basıncı (bar) ve  $D$  iç orifis çapı (mm) olmak üzere,

$$W = 0.247175 \times P_{abs} \times D^2 \quad (1)$$

formülü ile ifade edilir [9]. Denklem (1)'den görüldüğü üzere, kondensstoplardaki akış hem buhar basıncına hem de orifis çapına bağlıdır. Dolayısıyla hiç bir kondensstop eşit çalışma kayıplarına sahip değildir. Buhar kayıplarının hesabında kullanılan başka bir formül Masoneilan'ın ifadesidir. Denklem (3) ile verilen formülde kullanılan alt indislerdeki  $y$  zaman süresini,  $t$  ise incelen kondensstopu göstermektedir.

$$CV = 22.1 \times D^2 \quad (2)$$

$$L_{St,y} = \frac{Op_{t,y} \cdot FT_{t,y} \cdot FS_{t,y} \cdot CV_{t,y} \cdot \sqrt{(P_{in_{t,y}} - P_{out_{t,y}}) \cdot (P_{in_{t,y}} + P_{out_{t,y}})}}{9.81} \quad (3)$$

Burada,

$L_{St,y}$  : “y” zamanı boyunca “t” kondensstopundaki buhar kayıpları (kg/ay)

$FT_{t,y}$  : Arıza tipi faktörü

$FS_{t,y}$  : kondensstopun servis faktörü

$CV_{t,y}$  : Buhar akış katsayısı

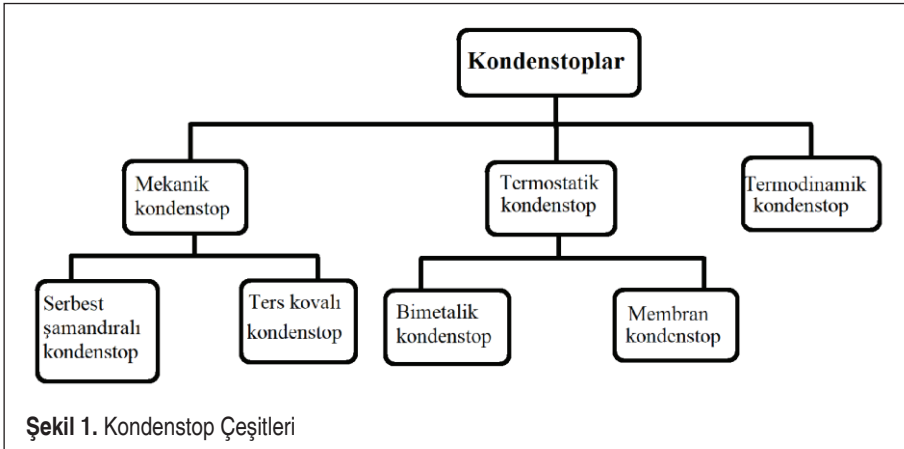
$Op_{t,y}$  : çalışma süresi (saat)

$P_{inr,y}$  : Kondensstopun giriş basıncı (Pa)

$P_{out,y}$  : Kondensstopun çıkış basıncı (Pa)

şeklinde tanımlanır. Burada kondensstopun çıkış basıncı, giriş basıncının yarısından büyük yada en az eşit olmalıdır ( $P_{out,y} \geq P_{inr,y}/2$ ). Servis faktörü ve arıza tipinin değerleri ve ayrıntıları ilgili kaynaklardan bulunabilir [7, 11]. Servis faktörü (FS) kondensstop tipi ile alakalı olup, değerleri 0.9-2.1 arasında değişmektedir. Arıza tipi (FT) ise kondensstopların arıza özelliğine göre 0.2 ile 1 aralığında değerler almaktadır.

“Genel” bir kondensstop olup, tüm sistemlere uygulanabilen bir model mevcut değildir. DIN EN 26704 Standardına göre, üç çeşit kondensstop bulunmaktadır ve Şekil 1’de kondensstop tipleri ve çeşitleri verilmektedir [12].



### **Mekanik kondensstoplar:**

Mekanik buhar kapanları kondens seviyesine bağlı olarak kaldırma kuvvetinin etkisiyle şamandıraya veya kovaya bağlı bir kolun veya valfin açılıp kapanması prensibine dayanır. Şamandıralı ve kovalı kondensstop olmak üzere iki çeşidi mevcuttur.

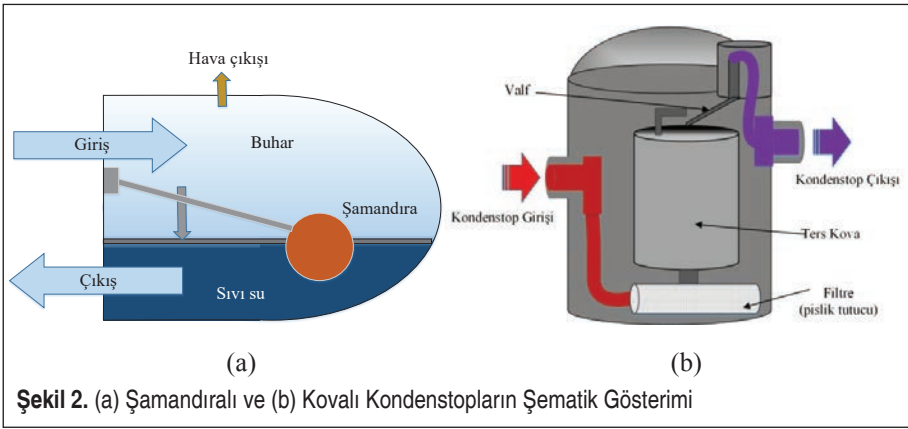
- Şamandıralı kondensstop:

Buhar içindeki su şamandırayı kaldırma gücüyle hareket ettirerek şamandıraya bir

kolla bağlı olan valfin açılmasını ve biriken suyun valften tahliye olmasını sağlar, böylece su seviyesi azaldıkça şamandıra aşağıya iner ve valfin kapanmasını sağlar. Bu şekilde kondens tahliye olur ve buhar sistemde tutulur. Şekil 2 (a)'da şamandıralı kondensstopun çalışma prensibine göre şematik resmi verilmektedir.

- Kovalı kondensstop:

Benzer prensiple çalışır, temel olarak kondensstop içine giren buhar, kovanın yükselmesine sebep olur. Bu yükselmeye vana kapanır, bu arada kondens kovaya girip dolmaya başlar, dolan kova batmaya başlar ve kovaya kolla bağlı olan valf açılmaya başlar bu sayede kondens boşalır. Şekil 2 (b)'de kovalı kondensstopun çalışma prensibine dayalı şematik resmi gösterilmektedir.



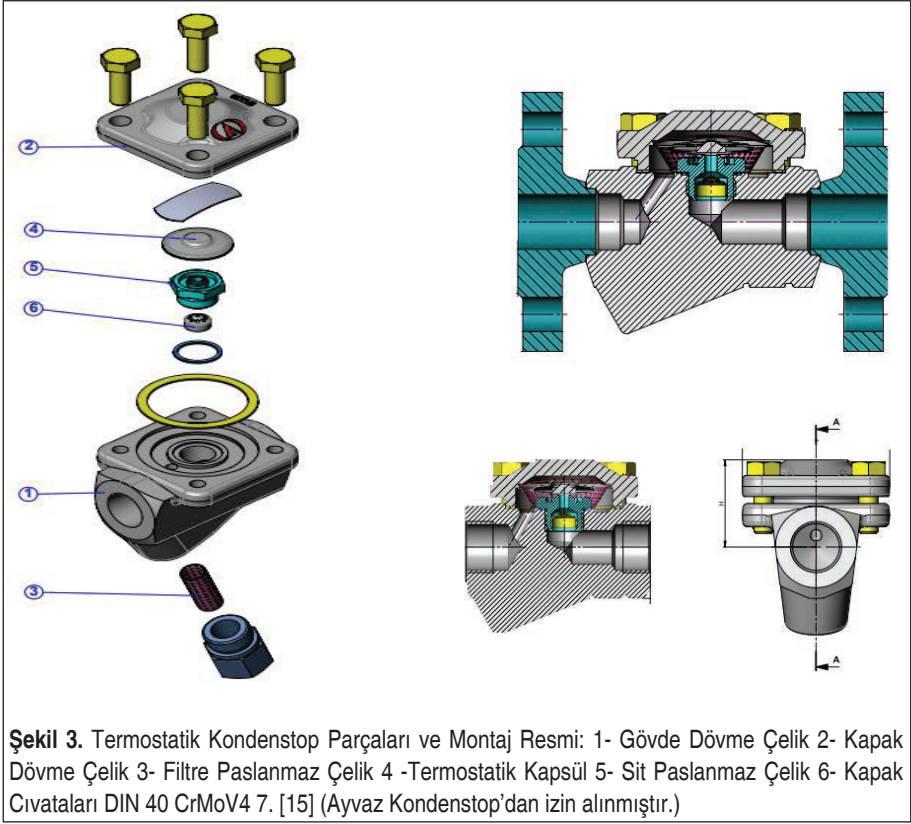
### **Termostatik kondensstoplar:**

Buhar hatlarındaki buhar ve sıvı fazların sıcaklık farkı yoluyla sistemden uzaklaşması sağlanır. Bu çeşit kondensstoplar, buhar veya kondensattan ısıya maruz kalan bir maddenin genişmesi ve büzülmesi yoluyla tahliye valfinin açılıp kapanması prensibine göre çalışırlar. Bu durumda, kondensstoplar kondens tahliye etmek için doyma eğrisinin altında bir sıcaklığa düşürülür. Bu işlem sıvı, körük veya bimetal eleman yardımı ile gerçekleştirilir. Termostatik kondensstoplar dayanıklıdır, enerji kullanımını azaltırlar ve çok çeşitli buhar basınçlarında kullanılabilirler [13, 14].

- Sıvı Genleşmeli Termostatik Kondensstop:

Buhar geçişini engellemek için kondensstop kapsülünün içinde bir kontrol sıvısı bulunur. Kapsül içindeki sıvı, buhar kapanındaki sıcaklık yükseldikçe buharlaşır, bu da membranı valf yuvasına karşı zorlayan ve kapanı doyma sıcaklığının birkaç derece altında kapatan bir göstere basıncına neden olur. Kondensat soğudukça kontrol sıvısı yoğunlaştığında kapan tekrar açılır. Şekil 3'de Sıvı genleşmeli termostatik kondensstopların elemanlarının ve montaj yapısının resmi verilmektedir.



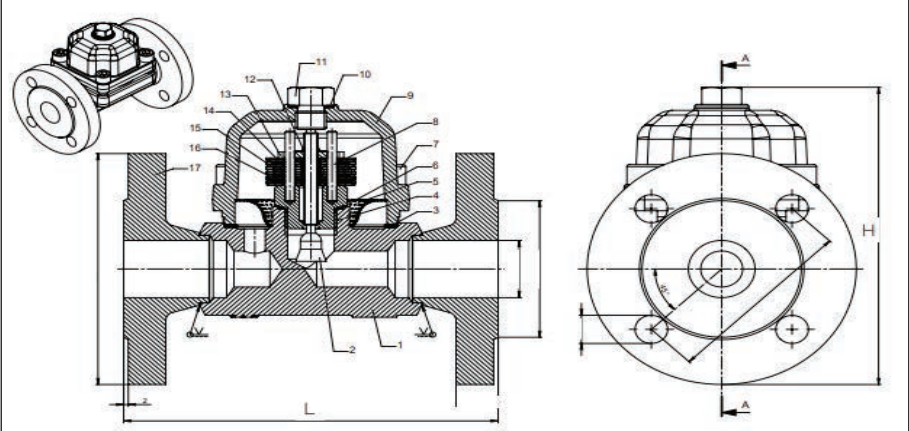


- Bimetalik termostatik kondestop:

En yaygın kullanılan kondestop tiplerinden biridir. Ebat olarak küçük, ağırlık bakımından hafif olup, yoğunlaşmış suyun maksimum tahliyesini sağlar. Buzlanmaya, yüksek basınca ve kızgın buhara dayanabilir. Birkaç bimetal eleman çiftleri halinde istiflenir ve bir valf gövdesi ile bağlanırsa, içeri akan kondensin sıcaklığındaki değişiklikler bimetal elemanların yön değiştirmesini sağlar, böylece valf açılır ve kapanır. Şekil 4, bimetalik kondestop montaj resmini ve ayrıntılı parçalarını göstermektedir. Bimetal elemanlar, biri diğerinin üzerinde düz bir şekilde uzanır ve valf tamamen açıktır. Buhar ve kondens sistemleri arasındaki basınç farkının etkisiyle kondens ve hava hızla tahliye edilir. Bimetal elemanlar sıcak kondensat ile ısıtıldığında yön değiştirirler ve yığın genişler. Sıcaklık, doyma sıcaklığının birkaç derece altına yükselirse, bimetal elemanların genleşmesi valfin kapanmasına neden olur.

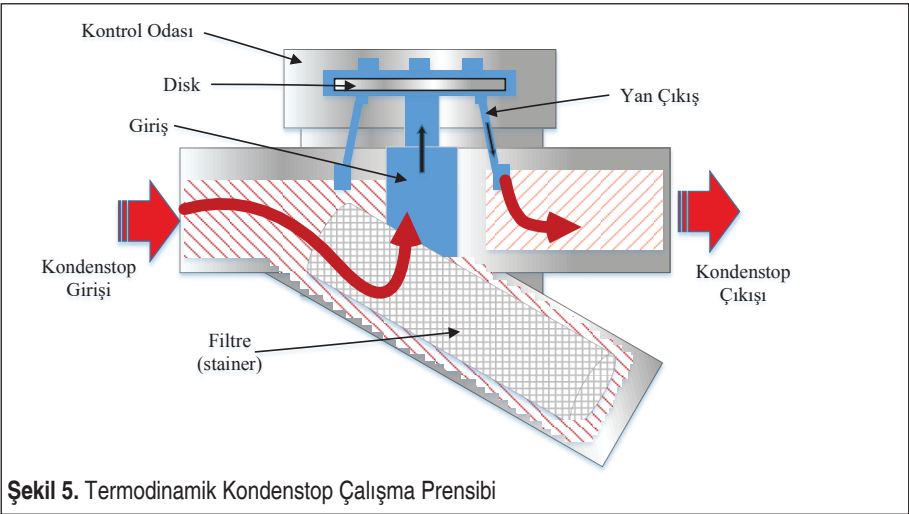
- Termodinamik kondestoplar:

Termodinamik buhar kapalı çalışma prensibi Bernoulli yasasına dayanmaktadır. Başlangıçta buhar içinde bulunan kondens basıncı diski alttan yukarı doğru iter ve soğuk



**Şekil 4.** Bimetalik Termostatik Kondensstop Resmi: 1-Gövde, 2-Kontrol Ünitesi Supabı, 3-Conta, 4-Sid, 5-Süzgeç, 6-Sid Contası, 7-İmbus Cıvata, 8-Bimetal Plaka Mili, 9-Kapak, 10-Kapak Ayar Tapa Contası, 11-Kapak Ayar Tapası, 12-Cıvata Kildi, 13-Ayar Cıvata Yatağı, 14-Bimetal Plaka, 15-Bimetal Plaka, 16-Bimetal Plaka Ara Parçası, 17-Flanş, 18- Adaptör [15] (Ayvaz Kondensstop'dan izin alınmıştır).

kondensat ve hava hızla ilk şekildeki gibi tahliye edilir. Sıcak kondens boşaldıktan sonra, buhar içeri girer (ikinci şekilde) ve tüm hacmi buhar ile doldurur. Daha sonra basınç odasının basıncı, diskin üst basıncını artırır. Ayrıca, yüksek hızlı buhar akışından sonra disk kapanacağından, basınç odasının basıncı, diskin üst kısmının basıncı azalır ve valf kapanır. Şekil 5'de termodinamik kondensstopların çalışma prensipleri kesit resimde gösterilmektedir.



**Şekil 5.** Termodinamik Kondensstop Çalışma Prensibi



### 3. KONDENSTOP SEÇİMİ

Doğru kondenstopu seçmek için sistem koşullarını ve kondenstop çalışma prensibini bilmek gerekir. Bu nedenle kondenstop seçimi belirli bir bilgi birikimini gerektirmektedir. Kondenstopların kendine özgü avantajları ve dezavantajları vardır [16, 17]. Kondenstop seçimlerinde çalışma koşulları, çalışma yeri, giriş çıkış basınç değerleri, kondenstop basınç değişimleri ve kondens miktarının bilinmesi çok önemlidir. Kondenstop seçimlerinde, kondenstop üreticisinin ürün ve çalışma özelliklerini tanımlamak için hazırladıkları tablolar kullanılmaktadır. Bu tablolar seçim aşamasında bilgi verir, fakat tablolar yerine tesisdeki veya prosesteki koşullara en hızlı cevap verecek kondenstopun çalışma mekanizmasıyla sistemin uyumluluğunu göz önünde bulundurarak seçmek, daha doğrudur [18].

Sistemi verimli çalıştırmak için kondens miktarının, basınç değişiminin doğru hesaplanması ve kondens hattının sürekli tahliye halinde olması istenmektedir. Kondenstop arızaları süreç operasyonlarını etkileyebilir, enerji verimliliğini düşürerek, endüstriyel tesisin planlanan kârlarını azaltabilir.

Kondenstopların arızaları çeşitli yöntemler ile tespit edilebilir. Bu yöntemler; görsel inceleme, termal kamera ile test ve kıyaslama, gürültü ölçümü (ultrasonik test), iletkenlik ölçümü ve kalorimetrik test yöntemleridir. Görsel inceleme, her işletmede kolayca uygulanabilecek ve fark edilebilecek bir gözlem şeklidir, kondens tankına gelen buhar yoğun bir buharlaşma meydana getiriyorsa kondenstoplar kaçırıyordu. Ayrıca kondenstop çıkışlarına çekvalf öncesi gözetleme camı konularak kondenstopların çalışması tek tek gözlemlenebilir. Termal kamera ile kontrol işleminde, kondenstop girişi ile çekvalfe kadar olan kısımlar ölçülüp aynı prosese sahip benzer makinelerin tesisatları kıyaslanarak kaçak öngörüsünde bulunulabilir veya kondenstopun bloke olduğu ve kondensi tahliye etmediği gözlemlenebilir. Gürültü ölçümü (Ultrasonik ölçüm) bir ultrasonik kaçak dedektörü kullanılarak, buhar kaçakları tarafından üretilen yüksek frekanslı seslerin ölçümü şeklinde olup, dedektör üzerindeki LED ışık seviye çubuğunda yoğunluk artışları şeklinde görülür. Kullanıcı yorumuyla buhar kaçağı olup olmadığı tespiti yapılarak kondenstop orifis çapları ve buhar basıncı bilgisiyle kaçak miktarı teorik olarak hesaplanır. İletkenlik ölçümü ile kontrol işlemi buhar ve kondensin iletkenlik değerlerine göre yapılır. Buhar kazanlarında demineralize edilmiş su ile buhar üretildiğinden buharın iletkenliği düşük olup, hatlardaki aşınma ve tortulardan dolayı kondensin iletkenliği yüksektir. Bu nedenle, kondens ile buhar arasındaki iletkenlik değerinin farkına bağlı olarak, iletkenlik düşüğe kondenstopun arızalı olduğu anlaşılır. Fakat bu yöntemde korozyon önleyici kazan kimyasalları kullanılması iletkenlik değerlerini etkileyebilir ve ölçümlerin yanlış değerlendirilmesine sebep olabilir. Kalorimetrik yöntemde, kondenstopların ön kısmına bir hazne yerleştirilir ve hazne içine iki sıcaklık sensörü bağlanır, sensörlerden biri kondensin biriktiği hazneye diğeri buhar geçiş hattına konulur ve ikisi arasındaki fark ölçülür. Belli bir



gradyant değerine ayarlanır, oluşan değişimlere göre kondensstopun bloke olduğu, buhar kaçırpı kaçırmadığı veya normal çalıştığı sonucuna ulaşılır.

Şekil 6 ve Şekil 7’de kondensstoplarda görülen bazı problemlerin resimleri görülmektedir.



Şekil 7. Hat Üzerinde Bulunan Ve Kondensstop Hatalarından Dolayı Buhar Hattından Tahliye Edilemeyen Kondens Sebepiyle Oluşan Koç Darbeleri Sonucu Deforme Olmuş Kondensstop Topu Ve Bir Adet Kompansatör. (Kompansatör: Buhar hatlarında ısıya bağlı genişlemelerden kaynaklı borularda meydana gelen boyutsal değişimleri absorbe eden genişleme önleyici ekipmandır.)



Arızalı kondenstoplarda, şamandıralı olanlarda iç kısımları kontrol edildiğinde şamandıra toplarının deforme olması veya delinip içinin su ile dolmasıyla şamandıranın işlev yapamaması, şamandıra küresel topunu valfe bağlayan kaldırma kollarının kırılıp ya da pimin çıkarak topların kondenstop gövdesinin içine düştüğü şeklindeki arızaların olduğu Şekil 6'daki resimlerde görülmektedir. Diğer modellerde ise, termostatik kondenstoplarda genleşme sıvılarının muhafaza edildiği körük delinerek sıvının akması, termodinamik kondenstoplarda buhar ile kondens arasında işlev gören diskin deforme olmasıyla işlev yapmadığı şeklindeki arızalar en yaygın görülenlerdir. Genel olarak, en yaygın sorunlardan biri de filtrelerin işlevini yitirip orifis kanallarının tıkanarak kondenstopların işlev yapamamasıdır. Tablo 1'de olası kondenstop problemleri ve çözümleri gruplandırılmıştır [19].

**Tablo 1.** Problemler, Sebepler ve Çözüm Önerileri [19]

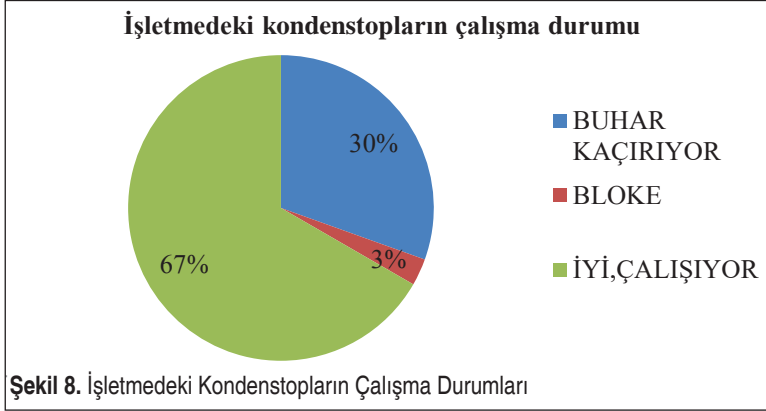
	Olası problemler	Çözümler
Kondenstop tahliye edemiyor ya da tahliye miktarı çok az	a) Kondenstopun giriş hattı ve/veya giriş hattındaki filtre tıkalı	Giriş hattını veya filtreyi temizle
	b) Kondenstopun tahliye çıkışı tıkalı	Tahliye çıkışını temizle
	c) Diğer kondenstoplarda yaşanan buhar kaçağı sebebiyle, kondenstop fark basıncını yenememesi	Kondenstoptan çıkış başlığına kadar olan yeterli mesafeyi kontrol et, buhar kaçağı olan kondenstop tespit et, değişimi veya tamiri gerçekleştir.
	d) Kondenstop sızıntı yapan bir bypass vanasının üzerine yerleştirilmiş	By pass vanasını değiştir.
Kondenstop buhar kaçıırıyor	a) Valf yuvası tertibatı aşınmış	Valf yuvası tertibatını değiştir ya da kondenstopu yenile.
	b) Kondenstop kapasitesi yetersiz	Kondens yükünü ve diferansiyel basıncını belirle ve sistemdeki kondenstopu uygun kapasiteli bir kondenstop ile değiştir.
	c) Kondenstoptaki orifis tıkalı	Orifisi temizle ve kondenstop giriş filtresini kontrol et, kirlenmişse temizle, deforme olmuşsa değiştir.
Kondenstop tam kapasitedeyken sürekli tahliye yapıyor	d) Kondenstop çok küçük	Kondenstopu uygun kapasiteli bir kondenstop ile değiştir veya paralel olarak ilave bir kondenstop yerleştir.
	e) Kazandan buhar hattına su sürüklenmesi gerçekleşmesi	İşletme buhar kazanı yetersiz kalıyor, Besleme suyu şartlarını düzelt, yanma verimini kontrol et, kazan ve tesisat yalıtımlarını kontrol et.
	f) Düşük basınçlı uygulamalarda yüksek basınç kondenstopları kullanılmış	Uygun ebatlarda iç mekanizma yerleştir ya da kondenstopu değiştir.

#### 4. KONDENSTOPLARIN ENERJİ VERİMLİLİĞİ ANALİZİ

Buhar hatları ve kondensstopları incelediğimiz tekstil işletmesinde işletme basıncı 7 bar'dır ve toplam 105 adet kondensstop teknik özellikleri bakımından değerlendirilmiştir. Tablo 2'de işletmedeki kondensstopların teknik durumları ve sayıları verilmiştir. Şekil 8'de ise tesisdeki çalışan ve arızalı kondensstopların yüzde değerlendirmesi grafikte gösterilmiştir. Kondensstopların uygulama alanları, teknik özellikleri, arıza türü ve ölçüm sonuçları, ayrıntılı olarak Tablo 3'de listelenmiştir. Kaçak ölçümleri UESYSTEMS marka Ultraprobe100 (UP100KT) model ultrasound cihazla yapılmıştır. Cihaz ses miktarını ölçerek, üzerindeki led ışıklarının yanmasıyla sistemde buhar kaçağını tespit etmektedir.

**Tablo 2.** İşletmedeki Kondensstop Sayıları ve Çalışma Durumları

Kondensstopların durumu	Sayısı (adet)
Buhar kaçırıyor	32
Bloke	3
İyi, çalışıyor	70



Benzer bir enerji verimliliği çalışmasını Yandri vd. [20] küçük ölçekli çamaşır yıkama fabrikasındaki kazan ve buhar sistemi için uygulamışlardır. Analiz sonuçlarına göre, daha fazla kondensstopun sistemde kullanılması gerektiği, hatta kazan bölgesinde uygulanması gerektiği sonuçlarına ulaşmışlardır.



Tablo 3. Tekstil İşletmesinde İncelenen Kondensatların Uygulama Yerleri, Teknik Bilgileri ve Ölçülen Kaçak Miktarları

Etiket No	Bulunduğu Yer	Uygulama	Kondensat tipi	Çap	Bağlantı Türü	Arıza Türü	Kaçak miktarı (kg/h) I. Ölçüm	Kaçak miktarı (kg/h) II. Ölçüm
2	Kollektör altı	Cep Uygulaması	Termostatik	DN15	Flanşlı	Bloke	0	0
3	Kazan Dairesi Ana Buhar kollektörü	Cep Uygulaması	Termostatik	DN15	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	0	6.4
6	15 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	100	3.9
11	17 Nolu Boya makinesi	İlave Tank çıkışı	Şamandıralı	DN15	Flanşlı	Ters Montaj/ Buhar kaçınıyor	10	0
12	18 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN20	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	25	0
16	20 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN15	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	10	0
37	3 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	100	0
40	4 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	0	7.4
42	5 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Bloke	0	0
53	8 Nolu Boya makinesi	İlave tank çıkışı	Şamandıralı	DN15	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	0	3.3
56	9 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	0	ÇOK AZ
57	10 Nolu Boya makinesi	Makine eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	60	0
63	12 Nolu Boya makinesi	Makine çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçınıyor	100	0
65	13 Nolu Boya makinesi	Makine çıkışı	Şamandıralı	DN15	Flanşlı	Ters Montaj/ Buhar kaçınıyor- Çevrildi	10	ÇOK AZ

**Tablo 3. Tekstil İşletmesinde İncelenen Kondensatörlerin Uygulama Yerleri, Teknik Bilgileri ve Ölçülen Kaçak Miktarları (devamı)**

Etiket No	Bulunduğu Yer	Uygulama	Kondensatör tipi	Çap	Bağlantı Türü	Anıza Türü	Kaçak miktarı (kg/h) I. Ölçüm	Kaçak miktarı (kg/h) II. Ölçüm
64	13 Nolu Boya makinesi	Makine çıkışı	Şamandıralı	DN40	Flanşlı	TersMontaj/ Buhar kaçırıyor-Çevrildi	35	ÇOK AZ
68	ApréSantes 1	Serpantin çıkışı	Ters kovalı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	-
69	ApréSantes 1	Serpantin çıkışı	Ters kovalı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	-
86	Brückner Ram	Serpantin çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	11
87	Brückner Ram	Serpantin çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	6
90	Brückner Ram	Serpantin çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	7.3
91	Brückner Ram	Serpantin çıkışı	Şamandıralı	DN25	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	60	5.7
92	Ana Buhar Kollektörü	Cep uygulaması	Termodinamik	DN20	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	25	9.8
93	Ana Buhar Kollektörü	Cep uygulaması	Termodinamik	DN15	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	10	-
94	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	0
95	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	3
96	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	3
97	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	3
98	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	0
103	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	AZ
104	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	7
105	MCS Yıkama	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	0
106	MCS Yıkama	Cep uygulaması	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	2
111	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	7
112	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	0





Tablo 3. Tekstil İşletmesinde İncelenen Kondensatların Uygulama Yerleri, Teknik Bilgileri ve Ölçülen Kaçak Miktarları (devamı)

Etiket No	Bulunduğu Yer	Uygulama	Kondensat tipi	Çap	Bağlantı Türü	Anıza Türü	Kaçak miktarı (kg/h) I. Ölçüm	Kaçak miktarı (kg/h) II. Ölçüm
113	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	7
114	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	7
115	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	3
116	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	7
118	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	3
119	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	7
120	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	7
121	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	6.7
122	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	7.3
123	MCS Yıkama 2	Eşanjör çıkışı	Termodinamik	3/4"	Dişli	Buhar kaçırıyor	25	4
131	Salvade Buharlama	Serpanitin çıkışı	Termostatik	1/2"	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	5.8
143	Arioli Buharlama	Serpanitin çıkışı	Ters kovalı	1/2"	Dişli	Buhar kaçırıyor	10	0
153	Ana Buhar Hattı	Cep uygulaması	Termodinamik	DN20	Dişli	Buhar kaçırıyor	0	0
154	Zimmer Baskı	Serpanitin çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	0	8.2
155	Zimmer Baskı	Serpanitin çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Bloke-kaçak	0	5
156	Zimmer Baskı	Serpanitin çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Bloke-kaçak	0	7.4
157	Zimmer Baskı	Serpanitin çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	0	5.9
158	1 Nolu Boya makinesi	Eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN40	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	-	AZ
159	1 Nolu Boya makinesi	Eşanjör çıkışı	Şamandıralı	DN32	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	-	AZ
160	1 Nolu Boya makinesi	İlave tank çıkışı	Şamandıralı	DN20	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	-	AZ
168	Tüp Sanfor giriş	Cep uygulaması	Termostatik	DN15	Flanşlı	Bloke	0	-
169	Tumbler kurutma	Makine çıkışı	Termostatik	DN15	Flanşlı	Buhar kaçırıyor	10	7



#### 4.1 Toplam Kaçak Maliyetleri

Tablo 4 incelenen tekstil fabrikasındaki farklı bölümlerdeki kondensstopların analiz sonuçlarını vermektedir.

**Tablo 4.** Kondensstopların Kaçak Ölçüm Sonuçları

Bölüm	Kaçıran kondensstop (Adet)	Toplam kaçak miktarı (kg/h)
Baskı bölümü	14	305
Boyahane	10	535
Kuru Bölüm	8	310
Toplam	32	1150

Çalışmamızda yıllık kaçak maliyeti, fabrikanın yılda 6000 saat çalıştığı kabulü ile hesaplanmaktadır. İşletmedeki makinelerin sürekli olarak buhar almamaları sebebiyle yıllık çalışma süresi 6000 saat olarak kabul edilmiştir.

Kondensstop kaçaklarından kaynaklı yıllık toplam buhar kaçak miktarı:

$$1150 \text{ kg/h} \times 6000 \text{ h/yıl} = 6.900.000 \text{ kg/yıl} = 6900 \text{ ton buhar /yıl}$$

olarak hesaplanır. 7 barlık doymuş buhar elde etmek için 20 °C deki su kullanıldığında, 638.030 kcal enerjiye ihtiyaç vardır. Yakıtın alt ısıl değeri 8250 kcal/sm<sup>3</sup> alınmıştır. Termodinamik tablolardan suyun entalpileri elde edilir [21].

*Kondensin geri kazanılmadığı durumda*

$$h_{20 \text{ °C-10bar}} = 22.29 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{7\text{bar}} = 660.32 \text{ kcal/kg}$$

1 ton buhar üretmek için gerekli enerji =  $h_{7\text{bar}} - h_{20 \text{ °C-10bar}}$  ifadesine göre,

$$660.32 - 22.29 = 638.03 \text{ kcal/kg}$$

$$= \frac{638.03 \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \times 1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 638.030 \frac{\text{kcal}}{\text{ton}} \text{ buhar}$$

bulunur. Hesaplanan enerji için gerekli yakıt (doğalgaz) miktarı ise aşağıdakidir.

$$(638.030 \text{ kcal/ton}) / (8250 \text{ kcal/Sm}^3) = 77.34 \text{ Sm}^3/\text{ton}$$

Bir ton buhar için gerekli yakıt enerji maliyeti 1Sm<sup>3</sup> doğalgaz 1.052 \$ (Eylül 2022) değerine göre,

$$77.34 \text{ Sm}^3 \times 1.052 \frac{\text{USD}}{\text{Sm}^3} = 81,36 \$$$

toplam 6,900 ton buhar/yıl  $\times 81,36 \$ = 561,384 \$$  olarak maliyeti hesaplanır.



*Kondens suyunun geri kazanıldığı durumda kondens tankına 90 °C sıcaklıkta su bulunacağından*

$$h_{90\text{ }^{\circ}\text{C}-10\text{barg}} = 91.13 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{7\text{barg}} = 660.32 \text{ kcal/kg}$$

$$660.32 - 91.13 = 569.19 \text{ kcal/kg}$$

$$= (569.19 \text{ (kcal/kg)} \times 1000 \text{ kg}) / 1 \text{ ton} = 569.190 \text{ kcal/ton buhar}$$

$$= \frac{569.19 \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \times 1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 569.190 \frac{\text{kcal}}{\text{ton}} \text{ buhar}$$

Şeklinde hesaplanan enerji için gerekli yakıt (doğalgaz) miktarı aşağıdaki gibidir.

$$(569.190 \text{ kcal/ton}) / ((8250 \text{ kcal}) / \text{Sm}^3) = 68.99 \text{ Sm}^3 / \text{ton}$$

$$569.190 \frac{\text{kcal}}{\text{ton}} \Big/ \frac{8250 \text{ kcal}}{\text{Sm}^3} = 68.99 \text{ Sm}^3 / \text{ton}$$

Buna göre, bir ton buharın enerji maliyeti

$$68,99 \text{ Sm}^3 \times 1.052 \frac{\$}{\text{Sm}^3} = 72,58 \$$$

olup, geri kazanımlı durumda kondenstopların toplam kaçak buhar kaybının 6,900 ton/yıl için 500,802 \$ olduğu görülmektedir.

## 4.2 İkinci Ölçümlere Göre Kaçak Maliyeti

İşletmede kondenstoplarla ilgili bakım ve iyileştirme çalışmaları yapılmış özellikle boya makinelerinin kondenstopları değiştirilmiştir. İlk ölçümlerden sekiz ay sonra, TLV marka TrapMan kondenstop kaçak ölçüm cihazı ile tekstil fabrikasında ölçümler yeniden yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo 3’de son sütünde verilmiş ve bölümlere göre kondenstopların kaçak değerleri Tablo 5’de listelenmiştir. Buna göre, fabrikada toplam 26 adet kondenstopta kaçak değerinin 191.1 kg/h olduğu tespit edilmiştir.

**Tablo 5.** Tekstil Fabrikasında Sekiz Ay Sonraki İkinci Ölçüm (TLV cihazı ile) Kondenstop Kaçak Ölçümleri

Bölüm	Kaçıran kondenstop (Adet)	Toplam kaçak miktarı (kg/h)
Kazan	1	6.4
Baskı bölümü	16	105
Boyahane	7	23.1
Kuru Bölüm	2	56.6
Toplam	26	191.1



Aynı işlemler, 6000 saat çalışma durumunda, yıllık 1146,6 ton kaçak buhar miktarı için tekrarlandığında, kondensin geri kazanılmadığı durumdaki enerji maliyeti 93,287 \$ ve kondensin geri kazanılması durumdaki enerji maliyeti 83,220 \$ olarak hesaplanmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Buhar dağıtım hatlarındaki kondensstoplar enerji verimliliğinde önemli ekipmanlardır. Yalnızca buhar tutucu bir tesisat ekipmanı olarak değerlendirilmemelidir. Enerji kayıp maliyetinin azaltılması için kondensstopların çalışma durumlarına ve buhar tahliye problemlerine dikkat edilmesi gerekmektedir. Buhar tahliye hatlarının üçer aylık periyotlarla kontrol edilmesi, kondensstoplarda arıza varsa, kondensstop tamir kiti vasıtasıyla tamir edilmesi ya da yenisiyle değiştirilmesi gerekmektedir. Eğer dikkat edilmezse çok ciddi enerji sarfiyatlarına sebep olurlar. Kondensstopların montajı yapılırken üreticinin montaj kataloglarına mutlaka dikkat edilmeli, yanlış monte edilen kondensstoplarda, kondensstop iç mekanizması zarar görebilir ve sistem verimsiz çalışabilir.

Çalışmamız neticesinde kondensstop seçiminde, sistem koşullarının belirlenmesi, kondensstop mukavemetinin, çalışma basınç değerinin ve iç aksam malzemesinin önemli parametreler olduğu görülmüştür. İncelenen tekstil işletmesindeki %33 arızalı ve bloke kondensstoplardaki yıllık kaçak buharın hesaplanması ile 561,384 USD değerinde önemli bir enerji kaybı olduğu tespit edilmiştir. Kondens suyunun geri kazanılması durumunda kaçak buharın enerji maliyeti 500,802 USD olmaktadır. Tekstil fabrikasında tespit edilen kaçaklar ve teknik arızalar giderildikten sonra yapılan ikinci ölçümlerde, farklı ve hassas bir kaçak ölçüm cihazı kullanıldığında, kaçak enerji maliyeti kondensin geri kazanılmasında 83,220 USD iken kondensin geri kazanılmadığında 93,287 USD olmaktadır. Buna göre, buhar kullanılan endüstriyel tesislerde kondensstopların önemli enerji maliyetlerine sahip oldukları ve tamir, bakım ve kaçak kontrollerinin düzenli yapılması gerektiği görülmüştür.

## KAYNAKÇA

1. **Kaya D., Kılıç F.Ç., Öztürk H.H.** Energy Management and Energy Efficiency in Industry, Practical Examples, Springer, 2021 (Sayfa 285).
2. Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, BP 2021 Dünya Enerji İstatistikleri Raporu. <https://www.dunyaenerji.org.tr/bp-2021-dunya-enerji-istatistikleri-raporu-ozeti/>
3. **Merritt C.**, Process Steam Systems - A Practical Guide for Operators, Maintainers and Designers, JohnWiley & Sons, Inc., New York, USA, 2016 (Sayfa 136).
4. **Balzamov D.S., Balzamova E.Yu., Bronskaya V.V., Oykina G.I., Kharitonova O.S., Shaikhetdinova R.S., Khairullina L.E.**, Increasing efficiency of technological steam consumption at oil and gas enterprise, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering862 (2020) 062043.
5. **Kıyılmaz M.B., Keçebaş A., Ertürk M.**, Sanayide Enerji Yönetimi Sistemi için Bir



- Gıda Tesisinin Enerji Verimliliğinin İyileştirilmesi, *Int. J. Pure Appl. Sci.* 7(1):51-62 (2021).
6. **Filkoski R.V., Lazarevska A.M., Mladenovska D., Kitanovski D.**, Steam System Optimization of an Industrial Heat and Power Plant, *Thermal Science*, 24(6A) (2020) 3649-3662.
  7. **Permatasari R., Nur Nawaksa A.C.**, Comparison of Steam Losses among Mechanical, Thermostatic and Thermodynamic Steam Trap with Condensate Removal Device Brand XYZ, *AIP Conference Proceedings* 2001, 070001 (2018); DOI: 10.1063/1.5050009.
  8. **Heidari M., Ngheim L.X.**, Simulation of dynamic steam-trap control technique-formulation, Implementation, and performance analysis, *Society of Petroleum Engineers, SPE-182611-MS*, 2017.
  9. **Kanyarusoke K.E.**, Noble-Jack I., Failed Steam Traps: First Steps to Replacement, *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 3(1) 606-617 (2012).
  10. **Singh R.P., Sorte M.B., Jagtap M.M.**, Capturing Steam Energy Leaks in the Steam Distribution Network Using an Integrated Method: A Case Study of a Petroleum Refinery, *J. Inst. Eng. India Ser. C* (2022).<https://doi.org/10.1007/s40032-021-00793-6>
  11. UNFCCC/CCNUCC. Steam System Efficiency Improvements by Replacing Steam Traps and Returning Condensate. CDM – Executive Board. 2005.
  12. **Marmer D.**, Water Conservation Equals Energy Conservation, *Energy Engineering*, 115:5 48-63, 2018.
  13. **Einstein D., Worrell E., Khrushch M.** (2001). Steam systems in industry: Energy use and energy efficiency improvement potentials. Lawrence Berkeley National Laboratory. Retrieved from <https://escholarship.org/uc/item/3m1781f1>.
  14. <https://www.unox.com.tr/urun/termodinamik-kondenstop-flansli/>
  15. Ayvaz Kondensstop. <https://www.ayvaz.com/Kondenstop/>
  16. **Walter J.P.**, Implement a sustainable steam-trap management program. *Chemical Engineering Progress*, 110(1) 43–49 2014.
  17. **Walter J.P., Risko J.R.**, Successful implementation of a sustainable steam trap management program, *Energy Management and Efficiency for The Process Industries*, Edited by: Rossiter A.P., Jones B.P., John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2015. (ISBN: 978-1-118-83825-9).
  18. **Ünlü C.**, Kondensatlar ve Seçimi, *Termodinamik Dergisi*, Eylül 1993. <https://www.termodinamik.info/makale/kondenstoplar-ve-secimi>
  19. **Chikezie, N.** (2008). Energy conservation: Successful management of steam traps. *Filtration & Separation*, 45(7), 27–29. doi:10.1016/s0015-1882(08)70259-3.
  20. **Yandri E., Ariati R., Uyun A.S., Setyobudi R.H., Susanto H., Abdullah K., Wahono S.K., Nugroho Y.A., Yaro A., Burlakovs J.**, Potential Energy Efficiency and Solar Energy Applications in a Small Industrial Laundry: A Practical Study of Energy Audit, *E3S Web of Conferences* 190, 00008 (2020). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202019000008>.
  21. **Incropera F.P., DeWitt D.P.**, Fundamentals of heat and mass transfer. 4th Edition, New Jersey, NJ: Wiley, 2001.



# Eccentricity in a Horizontal Latent Thermal Energy Storage Unit: Effects of Inner Tube Geometry

Özgür Bayer<sup>1</sup>

## ABSTRACT

The intermittency of solar energy has resulted in a urge to implement a buffer for providing constant and reliable energy in different sectors. Latent thermal energy storage solutions that use phase change materials have been the main focus of researchers due to their size, cost and near-constant operating temperatures. One of the main ways of performance improvement in concentric LTES units is changing the location of inner tube to introduce eccentricity and decrease the response and charging time of the unit. In this study, the eccentricity is implemented for different inner tube geometries, circle, square and triangle. The time dependent melting behavior of all the cases are presented by investigating the velocity, temperature and liquid fraction contours. The melting time is improved for all the cases with the triangle eccentric design having the lowest melting time. The charge time in the triangular case is decreased nearly 50% while the decrease is less significant for the circle and square designs. The natural convection improvement due to employment of eccentricity is the reason for the enhancements.

**Keywords:** PCM, natural convection, melting, thermal battery

## Bir Yatay Gizli Isıl Enerji Depolama Biriminde Eksantriklik: İç Boru Geometrisinin Etkileri

### ÖZ

Güneş enerjisinin kesintili karakteristiği, farklı sektörlerde süreklilik arz eden ve güvenilir enerji sağlamak amaçlı uygulamaların geliştirilmesini teşvik etmektedir. Faz değiştiren malzemelerin kullanıldığı gizli ısı enerji depolama çözümleri, boyutları, maliyetleri ve sabite yakın çalışma sıcaklıkları nedeniyle araştırmacıların ana odak noktası olmuştur. Eş merkezli LTES ünitelerinde performans iyileştirmesi için temel yöntemlerden bir tanesi, eksantrikliği sağlamak ve ünitenin tepki ve şarj süresini azaltmak için iç borunun konumunu değiştirmektir. Bu çalışmada, daire, kare ve üçgen şeklindeki farklı iç boru geometrileri için eksantriklik uygulaması gerçekleştirilmiştir. Tüm durumlar için zamana bağlı erime davranışı hız, sıcaklık ve sıvı fraksiyonu konturları incelenerek sunulmuştur. Tüm durumlar için en düşük erime süresine sahip üçgen eksantrik tasarım ile erime süresinin en optimum şekilde iyileştirildiği gözlemlenmiştir. Üçgen tasarımda şarj süresi yaklaşık %50 azalırken, daire ve kare tasarımlarda bu azalma daha az belirgindir. Eksantrikliğin kullanılmasından kaynaklanan doğal konveksiyon performansındaki artış, erime süresindeki iyileşmelerin temel nedenidir.

**Anahtar Kelimeler:** FDM, doğal taşınım, erime, termal pil

Geliş/Received : 02.07.2022  
Kabul/Accepted : 08.09.2022

<sup>1</sup> Middle East Technical University, Department of Mechanical Engineering, Çankaya, Ankara, Turkey  
bayer@metu.edu.tr, ORCID:0000-0003-0508-2263



## 1. INTRODUCTION

Intermittency is one of the primary problems with solar energy and its role in mitigating the consumption of fossil fuels and global warming. Solar energy is stored in the form of heat, which renders the application of thermal energy storage (TES) systems a viable solution for achieving a continuous energy supply during days and nights [1]. TES units are generally categorized into sensible, latent, and chemical. The sensible TES systems are mostly large due to their small specific heat capacity, and chemical TES units are still being developed and are faced with various challenges such as stability problems. On the other hand, latent TES (LTES) systems, due to their sizeable latent heat during the melting/solidification process, introduced a type of TES that is small scale and large in energy capacity [2].

The main problem with LTES is the low thermal conductivity of phase change material (PCM) which results in low rates of charging and discharging. Researchers have developed various methods to combat this deficiency. Using extended surfaces such as fins in the design of a TES tank [3-5], nanomaterials induced in the PCM to increase its thermal conductivity value [6-8], porous media [9-11] and encapsulation [12-14] have proven to be effective ways to increase the performance of LTES. However, since the simplest and most common type of TES tank is the shell-and-tube type, many researchers have focused on modifying the heat exchanger to achieve better charging/discharging rates. The shell-and-tube type tank usually consists of two concentric tubes where a heat transfer fluid flows in the inner tube, and the space between the tubes is filled with PCM. In the charging process, hot fluid is flown in the inner tube which results in melting of the PCM. The melting process is mainly dominated by natural convection both in horizontal and vertical TES tank configurations [15].

One of the recent modifications in the literature is changing the location of the inner tube to modify the effects of natural convection in the horizontal configuration. Yazıcı et al. [16] conducted an experimental study of eccentricity on the charging process of a horizontal shell-and-tube storage unit. Three eccentricity values were examined, with the maximum value having the best performance. They concluded that by lowering the tube, the natural convection is enhanced. Melting time decreases of up to 67% were reported compared to concentric configuration. Pahamli et al. [17] performed a series of numerical studies to observe the effects of operating parameters (temperature and mass flow rate) alongside eccentricity in a single-pass horizontal LTES. Modes of heat transfer (conduction at the beginning and ending and natural convection during the charging process) were analyzed. They established that by increasing the eccentricity, the area for natural convection to take place increases, resulting in a shorter melting time (up to 64%). Cao et al. [18] experimentally and numerically investigated the melting performance in a horizontal LTES with changing the boundary conditions and eccentricity to improve the melting time. A decrease of 57% in charging time

was reported. By defining an average convective heat transfer coefficient, particular attention was paid to the progression of natural convection. It was concluded that the eccentric case has a larger average convective heat transfer coefficient value, thus a better charging performance. Kumar and Verma [19] performed experimental and numerical investigations to study the behavior of using longitudinal fins alongside tube eccentricity in a lauric acid LTES unit. The goal was to improve the effects of natural convection by using the minimum length for the fins. The maximum eccentricity experienced a 21% enhancement in melting time compared to the finned case in the concentric configuration. Zhang et al. [20], using thermal and exergetic analyses, concluded that the eccentricity is a critical factor when designing an LTES tank is considered. By keeping the mass flow constant, Safari et al. [21] compared six types of longitudinal fins (with bifurcation) and combined these fin designs with eccentric tube configurations. The eccentric design resulted in a lower melting time, up to 54%. On the other hand, although the bifurcations increased the total heat transfer rate, natural convection was hindered. Khan et al. [22] used the enthalpy porosity method in a two-dimensional numerical model to investigate the effects of eccentricity, fin design, and addition of nanoparticles for PCM thermal conductivity enhancement in a horizontal shell-and-tube type LTES. An optimized eccentricity value was established for which the melting time was reduced to 34.14% and the rate of thermal energy storage was increased by 30.7% compared to zero eccentricity. Zhou et al. [23] suggested a parameter (eccentric space ratio) with which the performance of an eccentric LTES is determined. They performed a series of 3D numerical simulations to establish the effects of different space ratios. More recently, Patel et al. [24] examined the eccentricity of the inner tube alongside the addition of fins and concluded that their combination results in the fastest melting time though eccentricity is not effective when solidification is considered, which is mostly dominated by conduction.

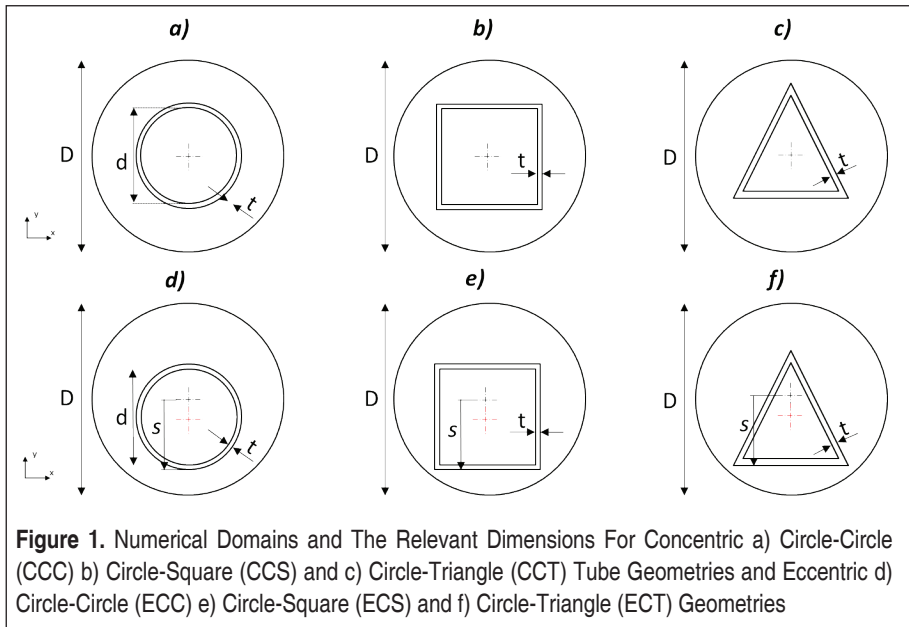
Considering the presented literature review, most studies investigate the magnitude of eccentricity and inclusion of fins in the charging process without studying the effects of the eccentric tube geometry. In the present study, at a constant eccentricity value, three different tube geometries, circular, square, and triangular, with and without eccentricities, are considered for investigation. 2D phase change numerical models are based on the enthalpy porosity method, while the natural convection is handled using Boussinesq approximation.

## 2. METHODOLOGY

### 2.1 Numerical Domains

A base geometry originating from the benchmark study of Darzi et al. [25] is first considered to examine the effects of different tube geometries in concentric and eccentric configurations. The base circular geometry consists of concentric circles with





**Figure 1.** Numerical Domains and The Relevant Dimensions For Concentric a) Circle-Circle (CCC) b) Circle-Square (CCS) and c) Circle-Triangle (CCT) Tube Geometries and Eccentric d) Circle-Circle (ECC) e) Circle-Square (ECS) and f) Circle-Triangle (ECT) Geometries

**Table 1.** Properties of N-eicosane [25]

Melting range (°C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Kinematic viscosity (m <sup>2</sup> /s)	Specific heat capacity (J/kgK)	Thermal conductivity (W/mK)	Latent heat of fusion (kJ/kg)	Thermal expansion coefficient (1/K)
35-37	770	5×10 <sup>-6</sup>	2460	0.1505	247.6	0.0009

the inner cylinder with an inner diameter of  $d = 20\text{mm}$  and thickness of  $t = 1.5\text{mm}$  and an outer circle with a diameter of  $D = 40\text{mm}$ . For the square and equilateral geometry cases, the PCM area and thickness of the inner tube are kept constant. The center to outer shell value of  $s = 12\text{mm}$  is given to all the cases which represents the eccentricity. This value is chosen such that the triangular case contains a minimum distance to the outer shell. The studied cases with the relevant dimensions are depicted in Fig. 1.

The space between the inner and outer tubes is filled with N-eicosane [25] PCM, the properties of which are given in Table 1. The shell of the inner tube is made of copper ( $k = 400\text{ W/mK}$ ).

## 2.2 Governing Equations, Initial and Boundary Conditions

The numerical model of the proposed configurations is based on the following assumptions:

- The flow is unsteady, laminar, two dimensional, and incompressible
- Viscous dissipation is negligible
- The properties are constant and temperature independent

The continuity and momentum in x and y-directions are as given in Eqns. 1 to 3 in the Cartesian coordinate system, respectively.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_x \quad (2)$$

$$\rho_f \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_y + \rho_f g \beta (T - T_{ref}) \quad (3)$$

where  $\rho_f$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $\mu$ ,  $p$  and  $\beta$  are fluid density, velocity in the x-direction, velocity in the y-direction, dynamic viscosity, pressure, and coefficient of thermal expansion. The  $\rho_f g \beta (T - T_{ref})$  term refers to the Boussinesq approximation and  $S_x$  and  $S_y$  are the source terms used to account for melting/solidification modeling based on enthalpy porosity method [26] defined in Eqns. 4 and 5.

$$S_x = C_{mush} \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^3 + \varepsilon} u \quad (4)$$

$$S_y = C_{mush} \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^3 + \varepsilon} v \quad (5)$$

where  $\gamma$  is the liquid fraction varying between 0 and 1 based on PCM temperature:

$$\gamma = \begin{cases} 0 & T < T_{solid} \\ \frac{T - T_{solid}}{T_{liquid} - T_{solid}} & T_{solid} < T < T_{liquid} \\ 1 & T > T_{liquid} \end{cases} \quad (6)$$

$\varepsilon$  is a small value (0.001) to avoid division by zero and  $C_{mush}$  is a large value (here taken as  $10^5$ ) which controls the amount of velocity damping in the mushy zone when the melting happens.



The conservation of energy is given as:

$$\rho_f \left( \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uh) + \frac{\partial}{\partial y}(vh) \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_f \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (7)$$

in which  $T$  is the temperature and  $k_f$  is the fluid thermal conductivity. The total specific enthalpy,  $h$ , is comprised of sensible and latent components:

$$h = h_s + \Delta h_L \quad (8)$$

where  $h_s$  is the specific sensible enthalpy:

$$h_s = h_{s0} + \int_{T_0}^T C_p dT \quad (9)$$

$\Delta h_L$  which indicates the change of specific enthalpy due to phase change, is defined based on latent heat of fusion as:

$$\Delta h_L = \gamma_L \quad (10)$$

where  $L$  is the latent heat of fusion.

For the solid thickness between the inner and outer tube, the transient conduction equation is applied as:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (11)$$

where  $\alpha$  is the thermal diffusivity.

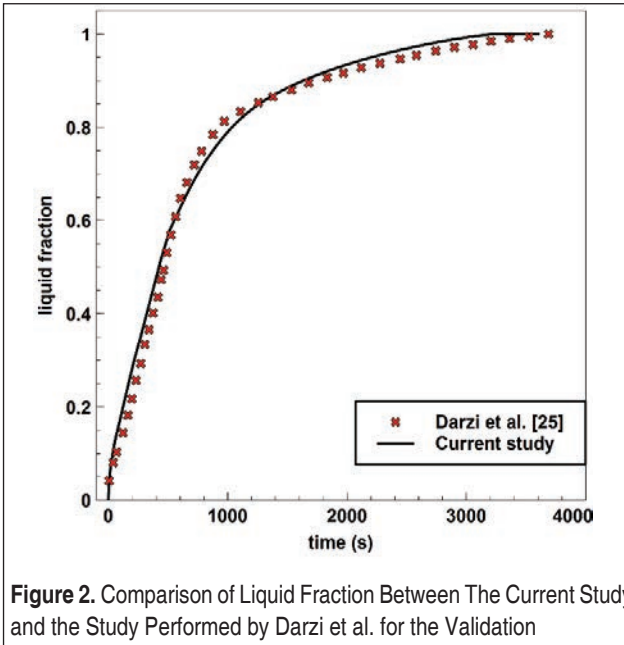
The outer shell of the LTES is insulated while a constant temperature of 56°C is applied to the inner tube's interior wall, and initially, all the domains are at 35°C.

The pressure and velocity are coupled using the SIMPLE algorithm. The second-order upwind scheme was used to discretize the momentum and energy equations, while the PRESTO scheme calculated the pressure term. ANSYS FLUENT commercial software was employed for solving the sets of equations with the relevant boundary and initial conditions.

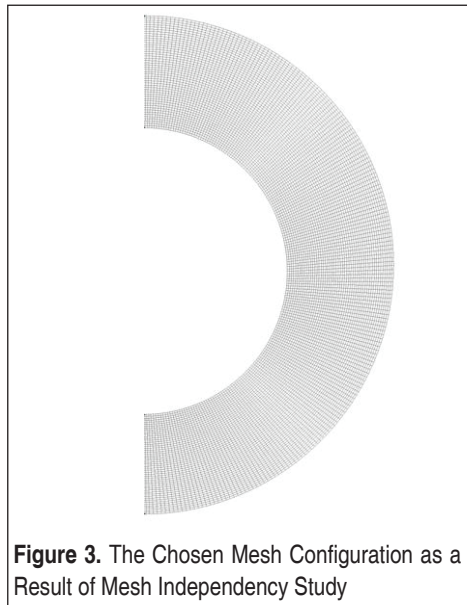
### 2.3 Validation and Mesh Independency

To validate the current numerical model, the CCC case is created based on the study of Darzi et al., and the time-dependent behavior of the area-averaged PCM liquid fraction in the melting process is compared in Fig.2. A maximum error of 4.43% is attained for the current numerical code compared to the study by Darzi et al.

To study the effects of mesh on the charging process, the ECC case is considered with



**Figure 2.** Comparison of Liquid Fraction Between The Current Study and the Study Performed by Darzi et al. for the Validation



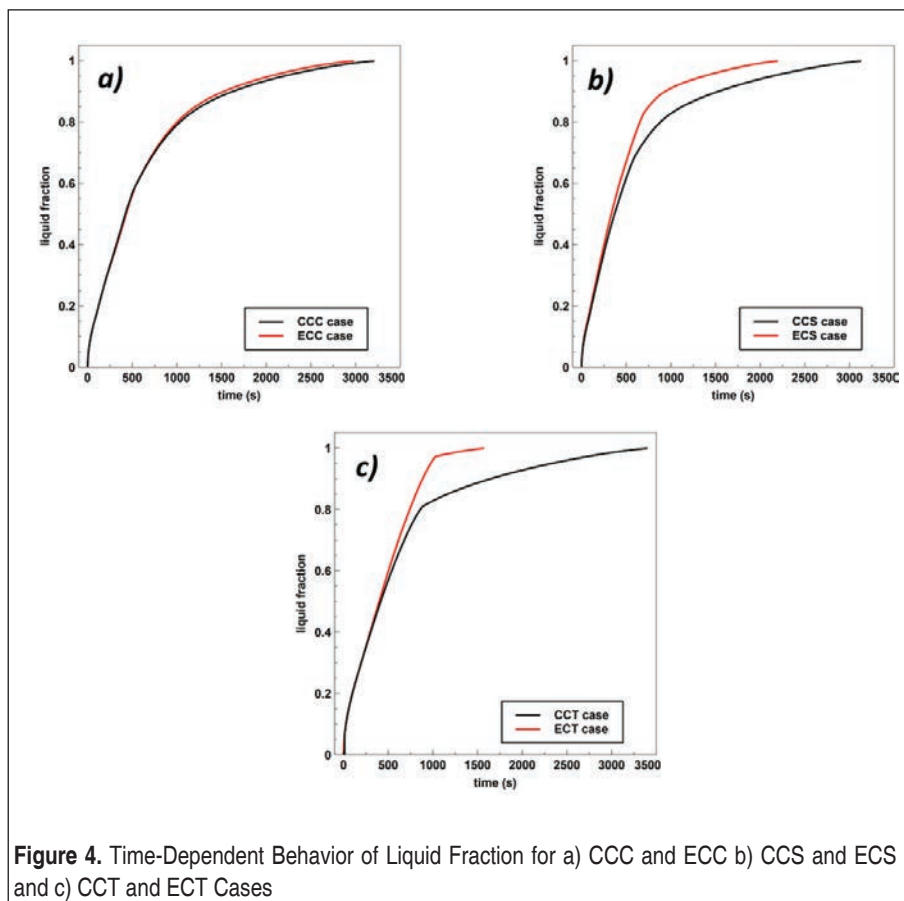
**Figure 3.** The Chosen Mesh Configuration as a Result of Mesh Independency Study

three different mesh configurations: 4523, 9810, and 18900 elements. For comparison, the total charging time was accounted for the mentioned meshes, and the mesh with 9810 differed by only 0.11%. Therefore, the configuration with 9810 element

numbers was chosen for further simulations. The chosen mesh is presented in Fig. 3. It is worth noting that a similar meshing was used for the square and triangle cases.

### 3. RESULTS

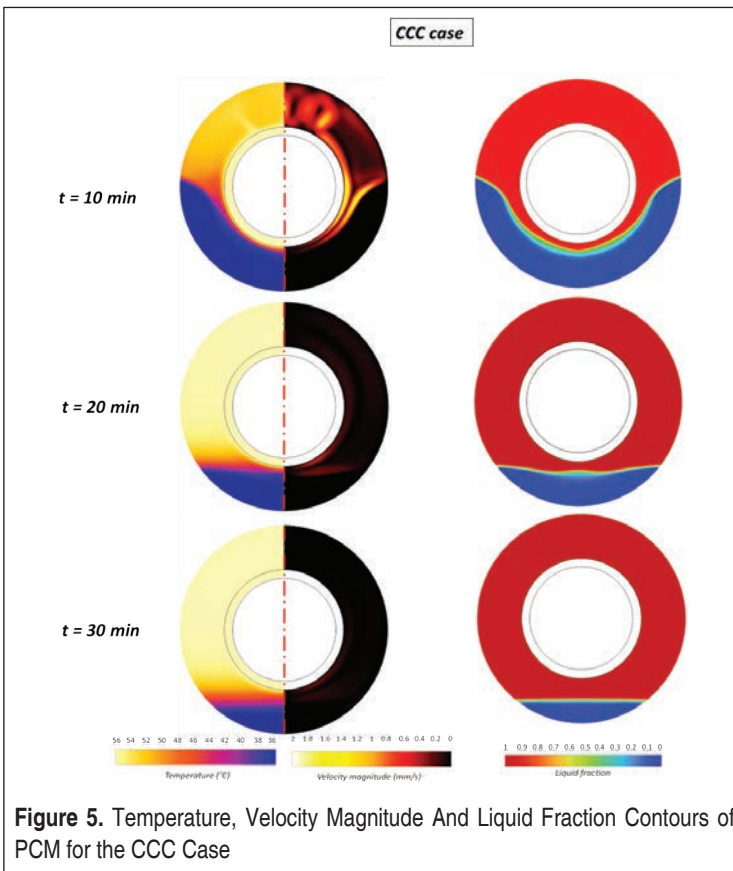
Fig. 4a to 4c compares the effect of eccentricity on the time-dependent liquid fraction of circle (CCC and ECC), square (CCS and ECS), and triangle (CCT and ECT) cases presented in Fig. 1. d, e and f. It is evident that the eccentricity shortens the melting time no matter the geometry though this improvement is less significant in the circle configuration (ECT) and most prominent in the triangular case (ECT). The behavior of the liquid fraction graphs indicates that natural convection is the main mode of heat transfer in the triangular case. More than 95% of the melting in the ECT configuration is done by natural convection, while this value is less than 80% for the ECC. Fig. 4a suggests that in the circular case, even by addition of eccentricity, a small non-melted

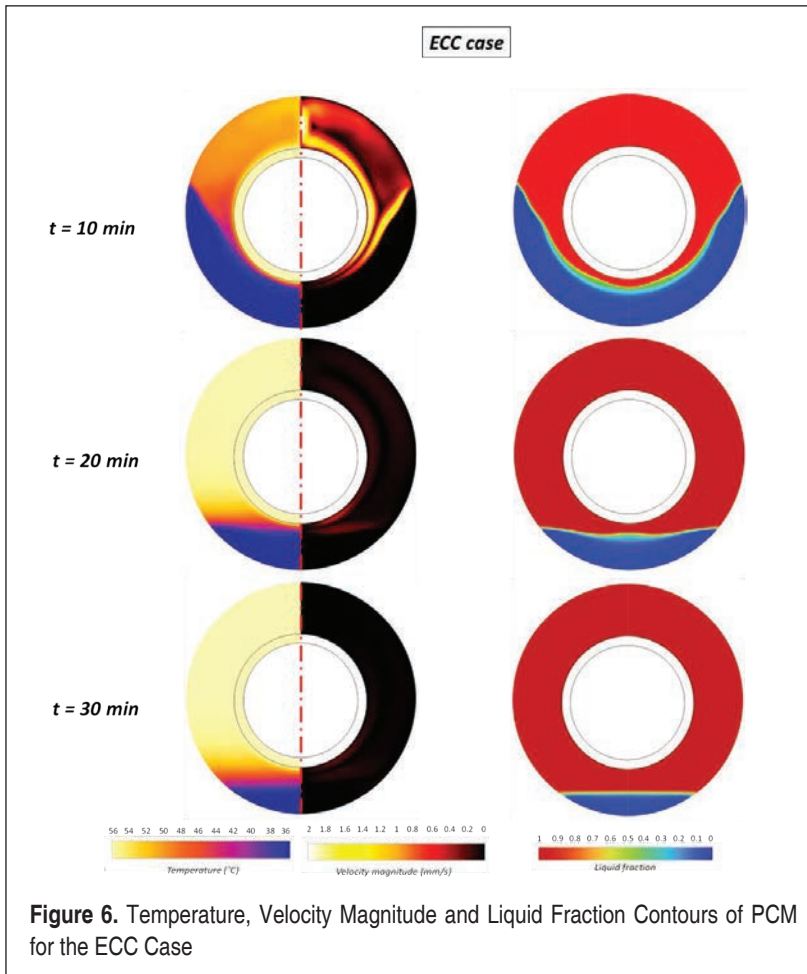


PCM exists at the bottom of the container. This non-melted PCM is less in the square case and the smallest in the triangle design.

In addition, a very sharp change in the characteristics of the CCT and ECT cases is observed. The reason is that due to the geometry of the triangle, once the PCM melts in the vicinity of two sides, the bottom part remains nearly intact from the convective flows, and the heat transfer suddenly changes to conduction at the bottom of the container, where some solid PCM still exists. The conduction dominancy of the isolated region arises from the fact that the heated surfaces is at the top of the non-melted PCM which does not trigger the natural convection.

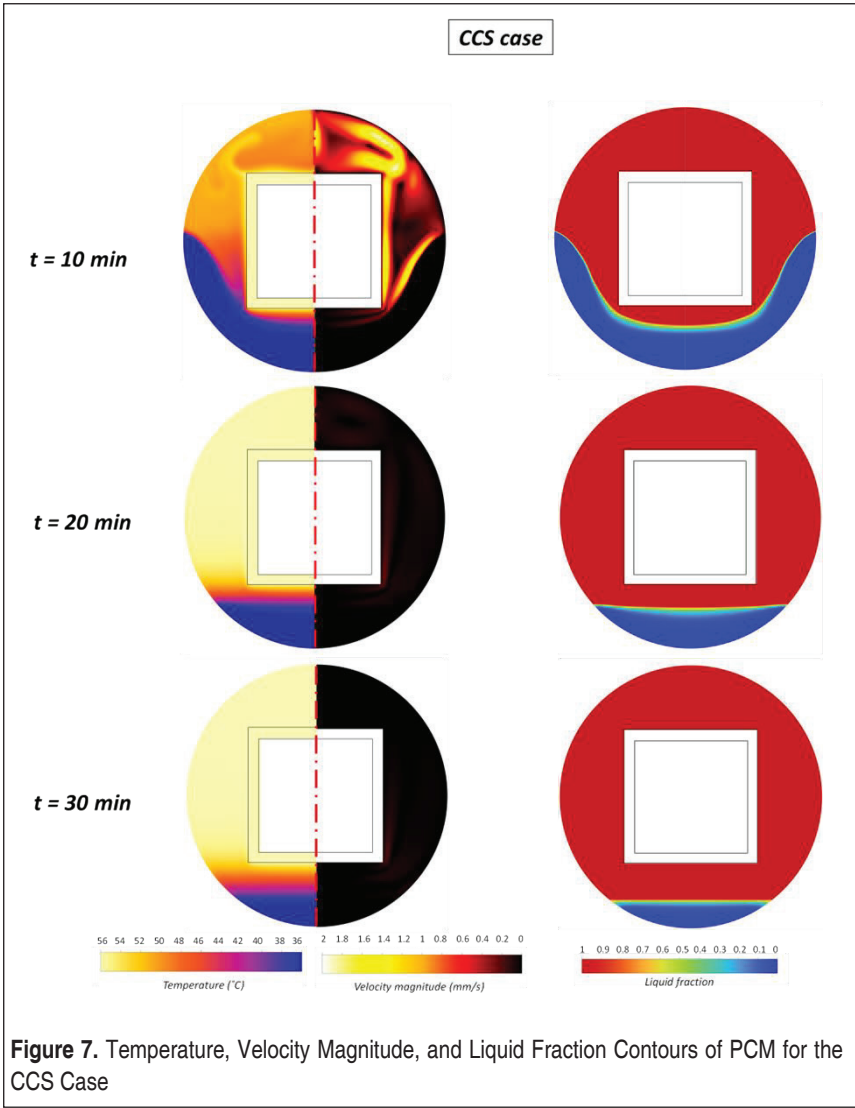
To better investigate and understand the underlying effects of eccentricity, temperature, velocity, and liquid fraction contours of the CCC and ECC, CCS and ECS and CCT and ECT configurations are depicted in Fig. 5 to 10 in times of 10mins to 30mins after melting process starts. It is important to note that the temperature and velocity are depicted in one figure (left side) due to symmetry.





When all the geometries are compared, it is observed that the eccentricity results in better melting and smaller amount of solid PCM is left at the bottom of the container when eccentricity exists. The velocities due to natural convection get more significant for the circle design as the eccentricity is introduced (comparing Fig. 5 to Fig. 6 at time = 10min). The same behavior is observed for the square and triangular designs. By comparing CCS and ECS cases it is established that, for the square case, a large velocity in the melted region results in better mixing and thus faster melting.

With the introduction of the eccentricity, the natural convection is improved in the first 10 minutes, which indicates that even a small amount of eccentricity can affect the melting response. Even though the melting is improved, there still exists a small amount of solid PCM at the bottom of the container suggesting a further increase of

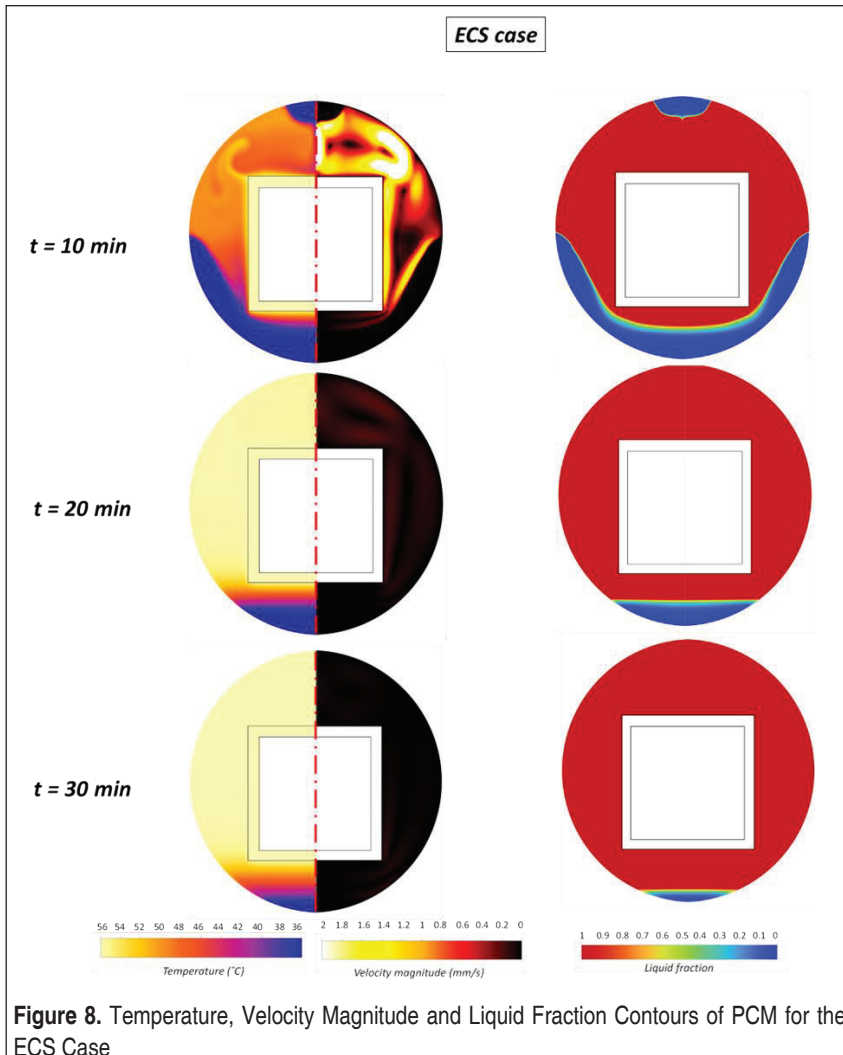


eccentricity would be beneficial for decreasing the melting time.

The ECT case is the only case that is fully melted 30mins after the melting starts, which indicates that the natural convection is maximized on the two sides of the triangle. The natural convection on the sides of the triangle act similar to the classical natural convection flows in tilted flat plates, which has been shown to have a higher convective heat transfer coefficient when compared to the vertical configuration [27]. In this configuration, due to eccentricity, the two bottom edges of the triangle nearly



trap a slight amount of PCM at the bottom of the outer shell, resulting in a conduction-dominant melting at that location. The sharp change of behavior in the liquid fraction time-dependent profile of the eccentric triangle case (Fig. 4c) can be explained by Fig.10. The top region of the PCM is melted quickly, which is dominated by convection, which results in a sharp increase of liquid fraction and, therefore a fast response of PCM. Then, the small solid PCM region melts, which is conduction dominant. Since the thermal conductivity of PCMs is low, the melting response in the bottom trapped region is slower, as depicted in Fig.4c.



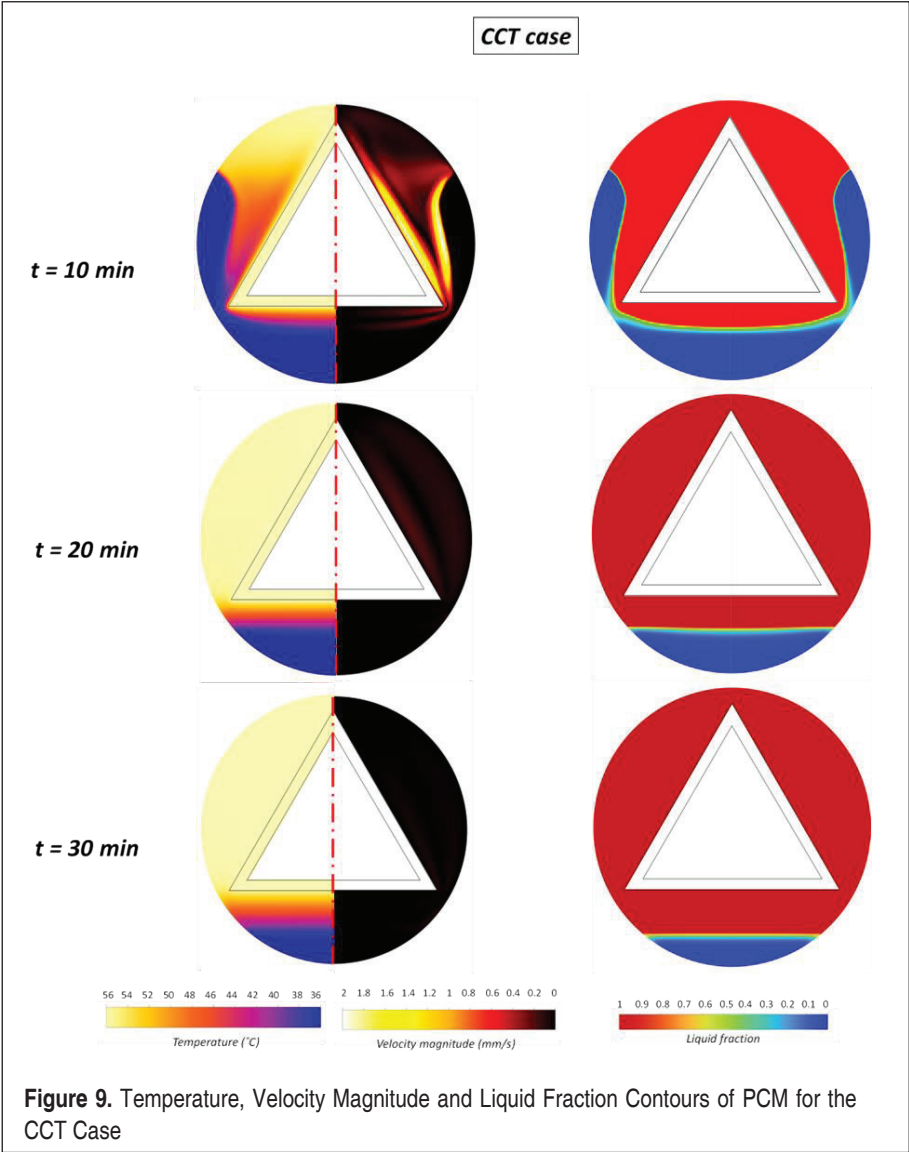
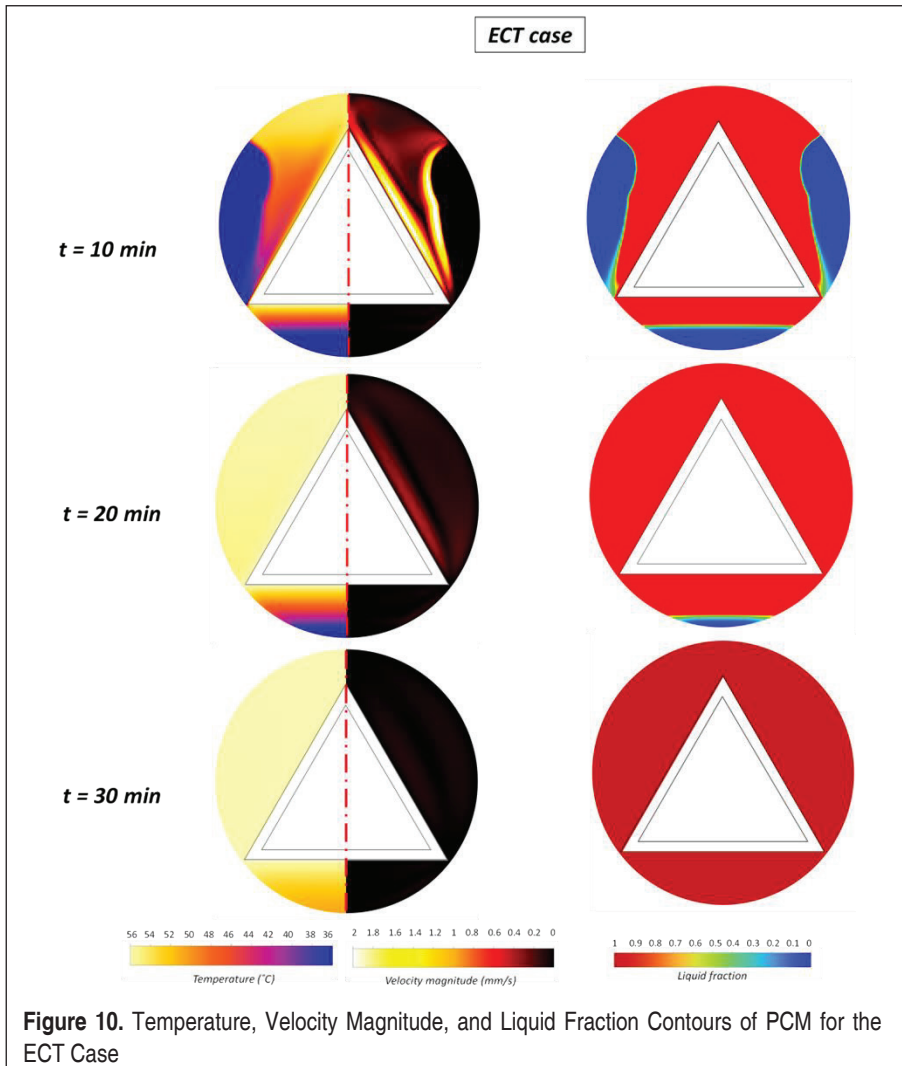


Table 2 compares the full melting time of all the cases. The CCT case has the longest melting time, while the ECT case has the shortest charging time. Since the CCT case extends to the upper region of the container, a smaller area is left for the natural convection to act. However, when the eccentricity is added, this deficiency is minimized, and the melting time is shortened significantly. With the eccentricity, the triangular case has the shortest heated surface distance to the bottom of the container, resulting



**Table 2.** Comparison of Melting Time For All the Cases

case	melting time (min)
CCC	53.3
ECC	49.5
CCS	52
ECS	36.5
CCT	56.5
ECT	26

in a smaller thermal resistance between the bottom side of the triangle and the solid PCM.

#### 4. CONCLUSION AND SUGGESTIONS

Three different geometries with and without eccentricity were numerically investigated for an LTES unit. The numerical code based on FVM was validated using the data from the literature. The time dependent behavior of liquid fractions for each case was examined while the contours of velocity, temperature, and liquid fraction were presented for different time intervals. The main findings of the current work are listed below:

1. Even a small amount of eccentricity results in an enhancement no matter the shape of the inner shell.
2. With the addition of eccentricity, the natural convection is enhanced in all the cases.
3. When no eccentricity exists, the square design has the shortest melting time.
4. The eccentricity affects the triangular case the most, with an almost 54% decrease in melting time.
5. In the ECT, the heated surface at the bottom of the inner shell nearly creates a closed cavity, resulting in a sharp change of behavior from natural convection to conduction.
6. The triangular design experiences the shortest melting time with eccentricity even though it has the longest melting time when no eccentricity exists.

Therefore, it can be concluded that the eccentricity is important in the circular tube design (which has been extensively studied in the literature) and in various geometries. The triangular case is of great interest since it had the most prominent improvement. As for future work, optimization processes can be employed for the triangular case to study the orientation and dimensions of the triangular inner shell.

#### REFERENCES

1. **Alva, G., Liu, L., Huang, X., & Fang, G.** (2017). Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 693-706.
2. **Nkwetta, D. N., & Haghghat, F.** (2014). Thermal energy storage with phase change material—A state-of-the art review. *Sustainable cities and society*, 10, 87-100.
3. **Kamkari, B., & Shokouhmand, H.** (2014). Experimental investigation of phase change material melting in rectangular enclosures with horizontal partial fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 839-851.
4. **Desai, A. N., Gunjal, A., & Singh, V. K.** (2020). Numerical investigations of fin efficacy



for phase change material (PCM) based thermal control module. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147, 118855.

5. **Fan, L., & Khodadadi, J. M.** (2011). Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: a review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 15(1), 24-46.
6. **Kibria, M. A., Anisur, M. R., Mahfuz, M. H., Saidur, R., & Metselaar, I. H. S. C.** (2015). A review on thermophysical properties of nanoparticle dispersed phase change materials. *Energy conversion and management*, 95, 69-89.
7. **Wong-Pinto, L. S., Milian, Y., & Ushak, S.** (2020). Progress on use of nanoparticles in salt hydrates as phase change materials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 122, 109727.
8. **Tariq, S. L., Ali, H. M., Akram, M. A., Janjua, M. M., & Ahmadlouydarab, M.** (2020). Nanoparticles enhanced phase change materials (NePCMs)-A recent review. *Applied Thermal Engineering*, 176, 115305.
9. **Ali, H. M., Janjua, M. M., Sajjad, U., & Yan, W. M.** (2019). A critical review on heat transfer augmentation of phase change materials embedded with porous materials/foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 649-673.
10. **Nomura, T., Okinaka, N., & Akiyama, T.** (2009). Impregnation of porous material with phase change material for thermal energy storage. *Materials Chemistry and Physics*, 115(2-3), 846-850.
11. **Zhou, D., & Zhao, C. Y.** (2011). Experimental investigations on heat transfer in phase change materials (PCMs) embedded in porous materials. *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 970-977.
12. **Khadiran, T., Hussein, M. Z., Zainal, Z., & Rusli, R.** (2015). Encapsulation techniques for organic phase change materials as thermal energy storage medium: A review. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 143, 78-98.
13. **Su, W., Darkwa, J., & Kokogiannakis, G.** (2015). Review of solid-liquid phase change materials and their encapsulation technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 373-391.
14. **Salunkhe, P. B., & Shembekar, P. S.** (2012). A review on effect of phase change material encapsulation on the thermal performance of a system. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(8), 5603-5616.
15. **Jouhara, H., Żabnieńska-Góra, A., Khordehgah, N., Ahmad, D., & Lipinski, T.** (2020). Latent thermal energy storage technologies and applications: A review. *International Journal of Thermofluids*, 5, 100039.
16. **Yazıcı, M. Y., Avcı, M., Aydın, O., & Akgun, M.** (2014). Effect of eccentricity on melting behavior of paraffin in a horizontal tube-in-shell storage unit: An experimental study. *Solar Energy*, 101, 291-298.



17. **Pahamli, Y., Hosseini, M. J., Ranjbar, A. A., & Bahrapoury, R.** (2016). Analysis of the effect of eccentricity and operational parameters in PCM-filled single-pass shell and tube heat exchangers. *Renewable energy*, 97, 344-357.
18. **Cao, X., Yuan, Y., Xiang, B., & Haghghat, F.** (2018). Effect of natural convection on melting performance of eccentric horizontal shell and tube latent heat storage unit. *Sustainable cities and society*, 38, 571-581.
19. **Kumar, R., & Verma, P.** (2020). An experimental and numerical study on effect of longitudinal finned tube eccentric configuration on melting behaviour of lauric acid in a horizontal tube-in-shell storage unit. *Journal of Energy Storage*, 30, 101396.
20. **Zhang, S., Pu, L., Xu, L., & Ma, Z.** (2021). Thermal and exergetic analysis of shell and eccentric-tube thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 38, 102504.
21. **Safari, V., Abolghasemi, H., Darvishvand, L., & Kamkari, B.** (2021). Thermal performance investigation of concentric and eccentric shell and tube heat exchangers with different fin configurations containing phase change material. *Journal of Energy Storage*, 37, 102458.
22. **Khan, L. A., Khan, M. M., Ahmed, H. F., İrfan, M., Brabazon, D., & Ahad, I. U.** (2021). Dominant roles of eccentricity, fin design, and nanoparticles in performance enhancement of latent thermal energy storage unit. *Journal of Energy Storage*, 43, 103181.
23. **Zhou, H., Wei, L. Y., Cai, Q. L., Ren, X. Z., Bi, C. W., Zhong, D., & Liu, Y.** (2021). Annulus eccentric analysis of the melting and solidification behavior in a horizontal tube-in-shell storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 190, 116752.
24. **Patel, J. R., Rathod, M. K., & Sheremet, M.** (2022). Heat transfer augmentation of trip-lex type latent heat thermal energy storage using combined eccentricity and longitudinal fin. *Journal of Energy Storage*, 50, 104167.
25. **Darzi, A. R., Farhadi, M., & Sedighi, K.** (2012). Numerical study of melting inside concentric and eccentric horizontal annulus. *Applied Mathematical Modelling*, 36(9), 4080-4086.
26. **Brent, A. D., Voller, V. R., & Reid, K. T. J.** (1988). Enthalpy-porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: application to the melting of a pure metal. *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 13(3), 297-318.
27. **Bergman, T. L., Bergman, T. L., Incropera, F. P., Dewitt, D. P., & Lavine, A. S.** (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.



# Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Karani Kurtulus<sup>1</sup>

## ÖZ

Dünyada ihtiyaç olan enerjinin büyük kısmı halen fosil yakıtlarla sağlanmaktadır. Küresel salgın, savaşlar, doğal afetler vb. sebeplerden dolayı enerji maliyetleri her geçen gün artmaktadır. Bundan dolayı enerji verimli sistemlere rağbet artmaktadır. Bu çalışmada, doğal gaz kaynaklı bir kazanın atık baca gazı ısı kondenserle geri kazanılmıştır. Öncelikle analitik hesaplamalar ile kondenser boyutlandırılmıştır. Daha verimli ısı geri kazanımı için gövde ve boru tarafında homojen akışkan dağılımı amaçlanmıştır ve bunun için HAD analizleri yürütülerek nihai tasarım, analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Sonrasında kondenser üzerinde performans deneyleri gerçekleştirilmiş olup, analitik hesaplar ile %94 oranında doğrulanmıştır. Ayrıca nihai tasarımda gövde tarafındaki akışın homojen olduğu termal kamerayla ispatlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kondenser, atık ısı geri kazanımı, HAD analizi, baca gazı, homojen akış

## Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser

### ABSTRACT

Most of the energy needed by the world has still been provided by fossil fuels. Energy costs are increasing day by day due to pandemics, wars, natural disasters, etc. Therefore, the need for energy-efficient systems is increasing. This study recovered the waste heat of a natural gas-fired boiler with a flue gas condenser. First, the condenser heat transfer surface area was determined by analytical calculations. Then, the final design was obtained by CFD analysis to make homogeneous fluid distribution on the shell and tube sides. Finally, performance tests were carried out on the condenser. According to the test results, the analytical calculations were confirmed by 94%. In addition, in the final design, the homogeneity of the flow on the shell side has been proven by the thermal camera images.

**Keywords:** Condenser, waster heat recovery, CFD analysis, flue gas, homogeneous flow

Geliş/Received : 01.06.2022  
Kabul/Accepted : 04.10.2022

<sup>1</sup> Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Isparta  
karanikurtulus@sdu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-2608-3065



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

Energy is the basic element in the economic and social development of countries [1]. Most of the energy needed by the world is still been provided by fossil fuels. 81% of the energy needed worldwide is provided by fossil fuels [3]. In Turkey, the rate of fossil fuel-based energy is 86.3% [4]. On the other hand, there is a foreign dependency on energy due to insufficient fossil energy resources [5]. 72.8 % of fossil fuel-based energy is provided by imports [4].

Natural gas is an environmentally friendly fuel with fewer emissions than other fossil fuels. Therefore, today, natural gas-based fossil fuels have become widespread, especially for environmental reasons. Worldwide natural gas use is 22.86%, while it is 28.65% in Turkey. These values show that the usage rate is quite high [3,4]. Compared to fossil fuels such as oil and coal, natural gas contains more hydrogen and less carbon. As a result of this, more water vapor is formed in the flue gas as a result of combustion. Therefore, there is more latent heat in natural gas flue gas than in other fossil fuels [6]. Stoichiometrically combusted natural gas contains 1.5 kg of water vapor in 1 m<sup>3</sup> of flue gas [6]. In other words, the moisture value in the flue gas is 108-150 g/kg of dry gas [8]. Approximately 20% of the heat energy generated as a result of combustion in natural gas-fired boilers is released into the atmosphere from the chimney [9]. A large amount of heat energy is lost in the flue gas released without condensation in natural gas-fired boilers. If both latent and sensible heat is recovered with the flue gas condenser, it is possible to recover more than half of the lost waste heat. This means about a 12% improvement in system efficiency [7,10-11]. For this purpose, the use of a condenser and the combined recovery of the latent and sensible heat of the flue gas were first introduced in the 1970s. Today, flue gas condensers are widely used in natural gas-fired boilers in many countries [12].

### Objectives

In this study, water vapor in the boiler's flue gas used for greenhouse heating was condensed using a shell and tube heat exchanger. For this purpose, the condenser was dimensioned using the analytical method with process parameters such as shell and tube side fluid flow rates and temperatures. Then, computational fluid dynamics (CFD) analyzes were carried out to increase the condenser efficiency. After the final novel condenser design was obtained. Performance measurements of the condenser during the operation were made and calculations were verified.

### Methods

The fluid on the shell side was flue gas, and the fluid on the tube side was process water used for greenhouse heating. The waste flue gas heat heated the boiler cycle process water with the condenser. The water vapor in the flue gas content condensed and the flue gas outlet temperature dropped to 50 C. Calculations were made with the Engineering Equation Solver (EES) software [16]. The humid air was assumed to be flue gas. The condenser was produced with 12 tubes horizontally and 8 tubes vertically finned pipes and 2 passes.

Analytical calculations assumed that the heat transfer fluids are homogeneously in contact with all surfaces on the condenser shell and tube sides. However, in reality, the flow in these regions does not occur homogeneously. In this study, a design was developed with CFD analysis to distribute the fluids homogeneously at the flue gas and process water inlets. CFD analyzes were carried out in 3D using ANSYS-Fluent software [25].





The final design flue gas condenser was produced. Process water inlet and outlet temperatures were measured from the manifold inlet and collector outlet pipe surface with a Testo 871 thermal imager. The flue gas inlet and outlet temperatures were measured with the Testo 350 flue gas analyzer. Condensed water was collected in the water tank depending on the time. Then, the weight of water collected with a precision balance was measured. Thus, the mass flow rate of the condensed water was determined.

## Results

Shell side numerical analyzes were carried out for different values of flue gas guide plate angle ( $\theta$ ), length (L1), and shell base length (L2). When the angle of the flue gas plate angle  $\theta$  was 40 degrees it was observed that the fluid distribution was more homogeneous compared to 25, 30, and 35 degrees.

According to the analysis without a distributor plate in the manifold, it was observed that the water distribution was nonhomogeneous. The distributor plate was designed to solve this problem. According to the analysis carried out with the distributor plate, the flow distribution was homogeneous.

Analytical calculations were repeated according to the values obtained with the flue gas analyzer. The results and the measured values were found to be similar at a rate of 94%.

## Discussion and Conclusions

This study recovered the waste heat of a natural gas-fired boiler with a flue gas condenser. For this purpose, the final design was obtained by CFD analysis to obtain a homogeneous flow distribution. When the angle of the flue gas plate angle  $\theta$  was 40 degrees it was observed that the fluid distribution was more homogeneous compared to 25, 30, and 35 degrees. It was also found that the flue gas inlet duct should be at the bottom of the finned pipes. In addition, the shell base should have a long and parallel design.

According to the analysis without a distributor plate in the manifold, it was observed that the water distribution was nonhomogeneous. The homogeneous flow was achieved with the distributor plate with holes of different diameters. The results and the measured values were found to be similar at a rate of 94%. In the final design, the homogeneity of the flow on the shell side has been proven by the thermal camera images. The boiler efficiency was increased by 12% with the designed condenser.

## 1. GİRİŞ

Enerjinin çok önem kazandığı ve küresel ısınmaya bağlı olarak iklim değişikliğinin öne çıktığı günümüzde yenilenebilir enerjiye olan talep gittikçe artmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları içinde öne çıkan enerji türü ise güneş enerjisidir. Güneş enerjisi üzerinde yapılan çalışmalar hızla artarken güneş enerjisi yatırımları da giderek artmaktadır. Birçok ülke önümüzdeki yıllar içinde karbon emisyon değerlerini düşürmek için, güneş enerjisi ile ilgili planlama ve yatırımlar yapmaktadır. Paris anlaşmasına imza atan birçok ülke içinde yer alan ülkemizde de bu konuda önemli yatırım ve Ar-Ge faaliyetleri yapılmaktadır. Günümüzde ağırlıklı olarak güneş PV sistemleri üzerinde yatırımlar artmaktadır. Ancak güneşten elektrik üretmenin en çok öne çıkan diğer yolu ise parabolik toplayıcılarla buhar üretilmesi ve bu buharın Rankin çevriminde kullanılması ile elektrik üretilmesidir.

Ülkelerin ekonomik ve sosyal olarak kalkınmasında enerji temel unsurdur [1]. Nükleer, biyoyakıtlar ve yenilenebilir enerji kaynaklarının enerji üretimindeki payları her geçen gün artsa da enerji üretiminde fosil yakıtların kullanımı yaygın olarak devam etmektedir ve günümüzde halen dünya genelinde enerji, fosil yakıtların yakılması ile elde edilmektedir [2]. Fosil yakıtlardan dünya genelinde ihtiyaç olan enerjinin %81' i sağlanmaktadır [3]. Türkiye'de ise fosil yakıt kaynaklı enerjinin oranı %86.3'dür [4]. Öte yandan fosil kaynaklarının yetersiz oluşundan dolayı enerji alanında dışarıya bağımlı hale gelindiği görülmüştür [5]. Fosil yakıt kaynaklı sağlanan enerjinin %72.8' si ithalat ile sağlanmaktadır [6].

Doğalgaz, diğer fosil yakıtlara göre daha temiz ve çevreci bir yakıttır. Bundan dolayı günümüzde özellikle çevresel nedenlerden dolayı doğalgaz kaynaklı fosil yakıtların kullanımı yaygınlaşmıştır. Dünya genelinde fosil yakıt olarak doğalgaz kullanımı %22.86, ülkemizde ise bu değer %28.65 gibi oldukça büyük miktarlardadır [3,4]. Doğalgaz, petrol ve kömür gibi fosil yakıtlara nazaran daha fazla hidrojen daha az karbon içermektedir. Bu durumda yanma sonucu baca gazında (BG) daha fazla su buharı oluşur dolayısıyla doğalgaz yandığında baca gazında diğer fosil yakıtlara göre daha fazla gizli ısı içerir [6]. Teorik olarak tam yanma veriminde yakılan doğalgazın 1 Nm<sup>3</sup> baca gazında 1.5 kg su buharı bulunmaktadır [7]. Diğer bir şekilde ifade etmek gerekirse baca gazındaki nem değeri 108-150 g /kg<sub>kurugaz</sub>'dır [8]. Kazanlarda yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin yaklaşık olarak %20' si bacadan atılmaktadır [9]. Bu durumda doğalgazlı kazanlarda yoğunlaşma olmadan salınan baca gazında oldukça yüksek miktardaki ısı enerjisi kaybedildiği söylenebilir. Eğer baca gazı kondenseri ile gizli ve duyulur ısının birlikte geri kazanımı sağlanırsa atılan bu kayıp atık ısının yarısından fazlasının geri kazanımı mümkündür. Bu da sistem veriminde yaklaşık %12 iyileşme anlamına gelmektedir [7,10-11]. Bu amaçla kondenser kullanımı ile baca gazı gizli ve duyulur ısısının birlikte geri kazanımı ilk olarak 1970' li yıllarda ortaya



konmuştur ve günümüzde birçok ülkede doğalgaz kazanlarında baca gazı kondenseleri yaygın olarak kullanılmaktadır [12]. Özellikle yoğuşma kaynaklı gizli ısı ile geri kazanılan enerjinin kayda değer olduğu söylenmiştir [13]. Tokgöz ve Özgün [14], çalışmalarında BG atık ısısının geri kazanımındaki önemini vurgulamışlardır.

Bu çalışmada, sera ısıtma için kullanılan bir doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanının baca gazındaki su buharı, gövde borulu ısı değiştirici kullanılarak yoğuşturulmuştur. Bu amaçla; gövde ve boru tarafı akışkan debileri ile sıcaklıkları gibi proses parametreleri ile analitik yöntem kullanılarak kondenserdeki ısı transfer yüzey alanları bulunmuştur. Daha sonra kondenser veriminin artırılması için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. Nihai kondenser tasarımı elde edildikten sonra özgün tasarımın üretimi yapılmıştır. Kondenserin çalışma sırasında performans ölçümleri yapılarak hesaplamalar doğrulanmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOT

Endüstriyel uygulamalarda oldukça sık rastlanan ısı değiştirici tipi gövde-borulu ısı değiştiricidir. Gövde-borulu ısı değiştiriciler, gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda boru içerirler. Bir akışkan gövde, diğer akışkan ise boru boyunca akarken ısı transferi gerçekleşir [15]. Bu çalışmada gövde tarafındaki akışkan yanma sonucu açığa çıkan atık baca gazı, boru tarafındaki akışkan ise sera ısıtması amaçlı kullanılan çevrim suyudur. Atık baca gazı ısısı gövde-borulu ısı değiştirici ile kazan geri dönüş suyunu ısıtacaktır. Bu esnada baca gazı muhteviyatında bulunan su buharı yoğuşacak ve baca gazı çıkış sıcaklığı 50 °C'ye düşürülecektir.

### 2.1 Analitik Hesaplamalar

Baca gazı kondenseri gövde-borulu ısı değiştirici olup hesaplamalar gövde ve boru tarafı olarak iki kısımda yürütülmüştür. Hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) [16] programı ile yapılmış olup, su ve baca gazı özellikleri program arka planından elde edilmiştir. Baca gazı için nemli hava kabulü yapılmıştır.

#### 2.1.1 Boru tarafı hesaplamaları:

Geri dönüş suyu sıcaklığı ısı geri kazanım sistemlerinin verimi etkileyen başlıca faktörlerden birisidir [17]. Baca gazı yoğuşma sıcaklığının (55 °C) üzerindeki sıcaklıklarda gizli ısı geri kazanımı söz konusu olamayacağından kondenser, ekonomizer gibi çalışarak sadece duyulur ısının geri kazanımı sağlanacaktır. Dolayısıyla baca gazı kondenseri tasarımı yapılırken ilk olarak düşünülmesi gereken tasarım parametresi de geri dönüş suyu sıcaklığıdır.

Gövde-borulu ısı değiştiricide baca gazı ısısı boru tarafına transfer olmaktadır. Hesaplamalar, kondenser gövdesinin yalıtımlı olduğu varsayılarak adyabatik kabul söz



konusudur. Bu durumda termodinamiği 1. yasası gereğince Denklem 1' de görüldüğü gibi baca gazı ısısının tamamı suya aktarılmaktadır.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{BG} \quad (1)$$

Burada  $\dot{Q}_{su}$  su boru içerisinde akan suyun,  $\dot{Q}_{BG}$  ise gaz tarafındaki akışkanın ısıdır (kW). Aynı zamanda boru tarafında akan suyun ısısı Denklem 2' de yazıldığı gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Denklemdaki h entalpi olup kJ/kg' dır. Su entalpisindeki 1 ile gösterilen alt indis giren akışkanın, 2 ile gösterilen ise çıkan akışkanın belirtmektedir.  $\dot{m}_{su}$ , boru içerisinde akan suyun kütleli debisini ifade etmekte olup birimi kg/s'dir. Kütleli debi, Denklem 3'ten hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{su} = \delta V_{su} A_c n_b \quad (3)$$

Burada  $\delta$ , akışkanın yoğunluğunu ( $\text{kg/m}^3$ ),  $V_{su}$ , boru içerisinde akan akışkanın ortalama hızını (m/s),  $n_b$ , bir geçişteki boru sayısını ve  $A_c$ , boru kesit alanını ( $\text{m}^2$ ) ifade etmektedir. Boru kesit alanı aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Denklemdaki  $D_b$ , boru iç çapıdır (m).

$$A_c = \frac{\pi D_b^2}{4} \quad (4)$$

Türbülanslı akışta daha yüksek ısı transfer katsayısına çıkıldığı için uygulamada türbülanslı akış tercih edilir. Bir kanal veya boruda akışın laminar veya türbülanslı olup olmadığı Reynolds boyutsuz sayısı belirlemektedir. Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Burada  $\nu$ , kinematik viskozitedir ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$$Re_{su} = \frac{V_{su} D_b}{\nu} \quad (5)$$

Tam gelişmiş ve türbülanslı akışlarda Nusselt sayısı, Colburn denkleminin daha duyarlı hali olan Dittus ve Boelter denklemi [18] ile hesaplanmıştır (Eşitlik 6).

$$Nu_{su} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (6)$$

Burada boruda akan akışkanın ısıtılması durumunda  $n=0.4$ , soğutulması durumunda  $n=0.3$  olarak alınır [18]. Bu çalışmada baca gazı ile boru içindeki akışkan ısıtıldığından dolayı  $n=0.4$  alınmıştır. Aynı zamanda boyutsuz Nusselt sayısı Eşitlik 7' deki gibi ifade edilebilir ve Eşitlik 6 ve 7 kullanılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı bulunur.

$$Nu_{su} = \frac{h_{su} D_b}{k_{su}} \quad (7)$$



### 2.1.2 Gövde tarafı hesaplamaları:

Gövde tarafında akan baca gazı özellikleri baca gazı giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalaması alınarak hesaplamalarda kullanılmıştır. Baca gazı tarafında duyulur ve gizli ısılar sırasıyla Eşitlik 8 ve 9' daki gibi yazılabilir. Baca gazı kondenserinden suya aktarılan ısı miktarı duyulur ve gizli ısıların toplamıdır (Eşitlik 10).

$$\dot{Q}_{BG,D} = \dot{m}_{BG}(h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{BG,G} = \dot{m}_{su,BG}h_{fg} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{BG} = \dot{Q}_{BG,D} + \dot{Q}_{BG,G} \quad (10)$$

Burada  $\dot{Q}_{BG,D}$ , gövde tarafındaki baca gazının duyulur ısısı (kW),  $\dot{Q}_{BG,G}$  ise gizli ısıdır (kW). Eşitlik 8' deki entalpide 3 ile gösterilen alt indis gövdeye giren baca gazını, 4 ile gösterilen alt indis ise çıkan baca gazını belirtmektedir. Eşitlik 9' daki  $h_{fg}$ , baca gazı içerisindeki suyun yoğuşma entalpisidir.  $\dot{m}_{BG}$ , baca gazındaki kuru havanın,  $\dot{m}_{su,BG}$  ise yoğuşan suyun kütleli debisini ifade etmekte olup birimi kg/s'dir. Baca gazı 180 °C sıcaklıkta ( $T_3$ ) kondensere girmekte olup, 50 °C sıcaklıkta çıkacak ( $T_4$ ) koşulda hesaplamalar yürütülmüştür.

Yanma sonu gazının muhteviyatındaki su buharı miktarı yanma havasının özellikleri ve kazan yanma verimine göre değişiklik göstermektedir [19]. Bu çalışmada kazan yanma verimi % 92 ve yanma havasının hava fazlalık katsayısı 1.1, sıcaklığı ve bağlı nemi sırasıyla 22 °C ve % 50 kabul edilmiştir. Bu özelliklerdeki yanma sonu oluşan baca gazı mutlak nem miktarı ( $w$ ), 127 g/kg olarak alınmıştır. Eşitlik 11'den baca gazından yoğuşan suyun kütleli debisi bulunur.

$$\dot{m}_{su,BG} = \frac{\dot{m}_{BG}w}{1000} \quad (11)$$

Boru demetine kanatlı borulara dik akış, zorlanmış ısı taşınım bağıntıları kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Baca gazı kondenserine giren sıcak yanma sonu gazlarının sıcaklığı yoğuşma sıcaklığına kadar soğuma durumunda olması halindeki (gazın ısı taşınım katsayısını bulmak amacıyla) Nusselt sayısı Eşitlik 12' den bulunabilir [20].

$$Nu_{BG} = 0.134 \left( \frac{w_{max} D_{b,dış}}{v_{BG}} \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{s}{l} \right)^{0.2} \left( \frac{s}{b} \right)^{0.113} \quad (12)$$

Burada  $w_{max}$ , kanatlı boru demetleri arasında meydana gelen maksimum hızdır (m/s) ve Eşitlik 13' ten bulunabilir [21].  $D_{b,dış}$ , borunun dış çapı (m),  $v_{BG}$  baca gazı kinematik viskozitesi (m/s<sup>2</sup>),  $Pr$ , Prandtl sayısı,  $s$ ,  $l$  ve  $b$  sırasıyla kanat hatvesi, kanat genişliği ve kanat kalınlığıdır (m).

$$w_{max} = w_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - D_{kanatlı}} \quad (13)$$

Eşitlik 13'teki  $w_\infty$  boru demetine dik gelen ortalama baca gazı hızıdır (m/s).  $S_1$ , iki kanatlı borunun merkezleri arasındaki uzaklıktır. Kanatlı borunun kanat dahil çapı  $D_{kanatlı}$  ile ifade edilmiştir (m).

Gövde tarafında baca gazının ısı taşınım katsayısını bulmak için Eşitlik 14' teki bağıntı kullanılır. Eşitlikteki  $k_{BG}$ , baca gazının ortalama sıcaklıktaki ısı iletim katsayısı olup birimi  $W/m^2C$ ' dir.

$$Nu_{BG} = \frac{h_{BG} D_{b,dış}}{k_{BG}} \quad (14)$$

Yoğuşma halinde kanatlı boru etrafında yoğuşan suyun ısı taşınım katsayısı  $h_{BG,S}$  Eşitlik 15' ten bulunmuştur [22].

$$h_{BG,S} = 0.926 k_s \left[ \frac{\rho_s (\rho_s - \rho_b) g}{\mu_s - \Gamma_d} \right]^{1/3} \quad (15)$$

Eşitlikteki  $k_s$ , baca gazında yoğuşan sıvının ısı iletim katsayısı ( $W/m^2C$ ),  $\rho_s$ , yoğuşan sıvının yoğunluğu ( $kg/m^3$ ),  $\rho_b$ , yoğuşan buharın yoğunluğu ( $kg/m^3$ ),  $\mu_s$ , sıvının dinamik viskozitesi ( $kg/ms$ ),  $g$  yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ ) ve  $\Gamma_d$  birim düşey boru boyunda yoğuşan sıvıdır miktarıdır ve Eşitlik 16' dan hesaplanır.

$$\Gamma_d = \frac{\dot{m}_{su,BG}}{n_b \pi D_b} \quad (16)$$

Baca gazı kondenserinde kullanılan standart boruların et kalınlığı küçük ve boru malzemesinin ısıl iletkenliği yüksek olduğu zaman ki genellikle duru böyledir, borunun ısı direnci ihmal edilebilir. Bu durumda toplam ısı transfer katsayısı  $U_T$  ( $W/m^2C$ ) Eşitlik 17' deki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (17)$$

Burada  $h_i$  borunun iç tarafındaki akan suyun ısı taşınım katsayısı olup Eşitlik 7' den hesaplanan  $h_{su}$ 'ya eşittir.  $h_o$  ise gövde tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısıdır ve Eşitlik 14 ile Eşitlik 15'te hesaplanan  $h_{BG}$  ile  $h_{BG,S}$ 'nin aritmetik ortalamaları alınarak bulunmuştur. Böylece, baca gazı kondenseri için tasarım parametrelerine göre gerekli olan boru yüzey alanı  $A_s$ , Eşitlik 18'den bulunabilir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{BG} = F U_T A_s \Delta T_{lm} \quad (18)$$

Eşitlikteki  $F$  düzeltme faktörü olup, ısı değiştiricisinin geometrisine, sıcak ve soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığına bağlı değişiklik gösterir. Yoğuşma ve kaynama durumunda  $F=1$ ' dir [23]. Düzeltme faktörü diğer durumda çapraz akışlı ve çok geçişli gövde borulu ısı değiştiriciler için EES programı kullanılarak bulunmuştur. Burada gerekli olan kanatlı boru yüzey alanı yoğuşma halinde ve yoğuşma olmadan olmak

üzere iki ayrı kısımda hesaplanmıştır. Eşitlikteki  $\Delta T_{lm}$ , logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

Baca gazı kondenserindeki birim boruda yüzey alanını arttırmak için kanatlı borular kullanılmaktadır. Bu çalışmada St-37 çelik malzeme üzerine alüminyum alaşımından imal edilmiş dikdörtgen profilli dairesel kanatlar kullanılmıştır. Kanat yüzey alanı  $A_k$ , Eşitlik 19' daki gibi yazılabilir.

$$A_k = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (19)$$

Burada  $r_{2c}$  düzeltilmiş kanat uzunluğudur ve  $r_2 + b/2$ 'den bulunur. Birim boy kanatlı boru yüzey alanı hesaplanırken kanatların her iki yüzeyinde bulunan alanlar ve kanatsız boru alanları da hesaplamalara dahil edilmiştir. Kanat verimi EES programı ile bulunmuştur.

## 2.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Bu çalışmada, ısı değiştiricideki akış analizleri ile boru ve gövde tarafında basınç ve hızlar hesaplanmıştır. Akış için enerjinin korunumu aşağıdaki gibi gösterilmektedir;

$$\rho \left[ \frac{\partial(C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(C_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(C_p v T)}{\partial y} + \frac{\partial(C_p w T)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (20)$$

Burada  $u$ ,  $v$ ,  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönündeki hızları (m/s),  $c_p$  özgül ısıyı (J/kgK),  $g$  kontrol hacimdeki akışkana etkiyen dış kuvvetteki yer çekimini (m/s<sup>2</sup>),  $t$  zamanı (s) ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve dağılım oranı  $\varepsilon$  aşağıdaki taşıma denklemlerinden elde edilmektedir [23].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \& \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (22)$$

Denklem 21 ve Denklem 22'de  $G_k$ , ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu temsil etmektedir.  $G_b$  kaldırma kuvveti sebebiyle oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir.  $Y_M$ , sıkıştırılabilir türbülans içinde dalgalanan genişlemenin, genel genişleme oranına katkısıdır.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  ve  $C_\mu$  sabittirler.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla ve  $k$  için  $\varepsilon$  türbülanslı Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  da kullanıcı tanımlı

kaynak terimleridir. Model sabitleri  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$  sırasıyla 1.44, 1.92, 0.09, 1.0 ve 1.3 kabul edilen değerlerdedir [24, 25].

Türbülans (Eddy) viskozitesi,  $\mu_t$ , aşağıdaki denklemdeki gibi  $k$  ve  $\epsilon$  birleştirilerek hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (23)$$

### 2.2.1 Kondenser katı model tasarımı ve HAD analizleri için uygulanan sınır koşulları

Analitik hesaplamalar neticesinde proses parametreleri (Tablo 1) baz alınarak hesaplanan kondenser tasarım hesaplama sonuçları ve özellikleri Tablo 2’ de verilmiştir. Kondenser yatayda 12, düşeyde 8 sıra kanatlı su borulu ve 2 geçişli olarak üretilmiştir (Şekil 1). Akış hacimleri ve ağ yapıları sırasıyla ANSYS-Design Modeler ve Meshing programlarıyla oluşturulmuştur.

Analitik hesaplamalar, kondenser gövde ve boru tarafında ısı transfer akışkanlarının homojen olarak tüm yüzeylere eşit hız ve debide temas etmesi kabulünü içermektedir. Fakat gerçek koşullarda bahsi geçen bölgelerde akış homojen olarak meydana gelmemektedir. Bu çalışmada, BG girişi ve işletme suyu kollektör girişinde ısı transfer akışkanlarının homojen olarak dağıtılması amacıyla HAD analizleri ile tasarım geliştirilmiştir. HAD analizleri ANSYS Fluent [25] yazılımı kullanılarak 3 boyutlu olarak yürütülmüştür. Ağ yapısı bağımsızlık analizlerine istinaden BG dağılım analizlerindeki sayısal ağ eleman adeti 1608309, işletme suyu dağılımı analizlerinde ise 658789 olarak belirlenmiştir. Her iki model için seçilen ağ yapısı eleman adetinin daha fazla

**Tablo 1.** Kondenser Tasarım Parametreleri

Kazan kapasitesi, (kW)	6000
Kondenser kapasitesi, (kW)	1013
BG giriş sıcaklığı, $T_{BG,g}$ (°C)	180
BG çıkış sıcaklığı, $T_{BG,\phi}$ (°C)	50
Su giriş sıcaklığı, $T_{su,g}$ (°C)	35
Su çıkış sıcaklığı, $T_{su,\phi}$ (°C)	80
BG kütleli debisi, (kg/s)	2.674
Su kütleli debisi, (kg/s)	5.38
Yoğuşan su debisi, (kg/s)	0.2888



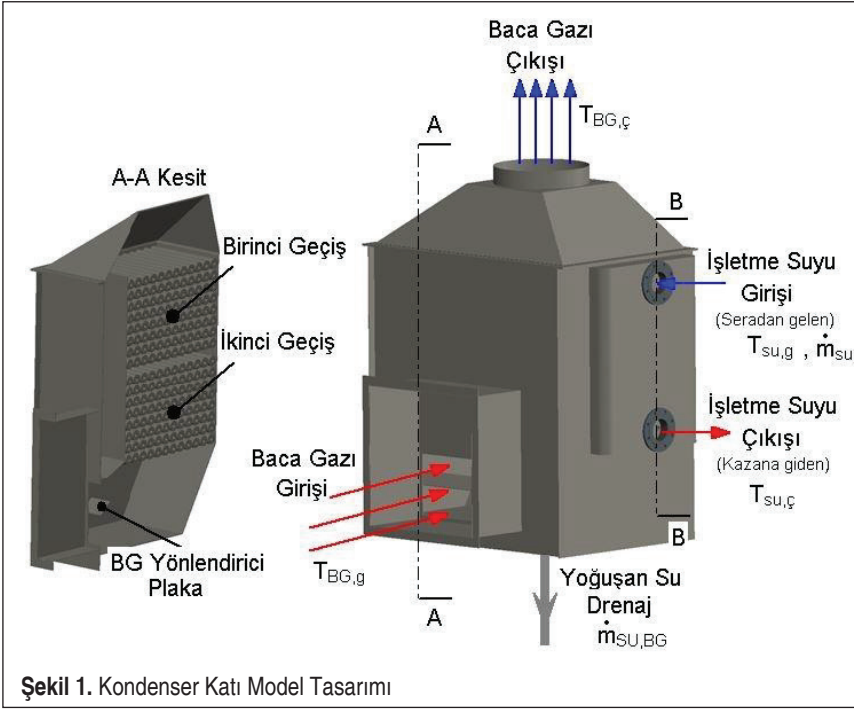
**Tablo 2.** Kondenser Analitik Hesaplama Sonuçları ve İmalat Özellikleri

<b>Analitik hesaplama sonucu elde edilen değerler</b>	
Boru içi ısı taşınım katsayısı, $h_c$ ( $W/m^2\text{°C}$ )	1326
Boru içi su hızı, (m/s)	0.1628
Yoğuşmasız yüzeylerdeki birleşik ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2\text{°C}$ )	114.9
Yoğuşmalı yüzeylerdeki birleşik ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2\text{°C}$ )	1037
Yoğuşma öncesi ort. BG hızı, (m/s)	3.168
Yoğuşma sonrası ort. BG hızı, (m/s)	2.376
Yoğuşma öncesi maks. BG hızı, (m/s)	34.85
Yoğuşma sonrası maks. BG hızı, (m/s)	26.14
Gerekli toplam boru yüzey alanı, ( $m^2$ )	243.6
Toplam boru uzunluğu, (m)	230.2
<b>İmalat edilen kondenser özellikleri</b>	
Boru iç çapı, (m)	0.0211
Boru dış çapı, (m)	0.0269
Yataydaki boru sayısı	12
Düşeydeki boru sayısı	8
Geçiş sayısı	2
Toplam boru yüzey alanı, ( $m^2$ )	258.1
Toplam boru uzunluğu, (m)	243.8

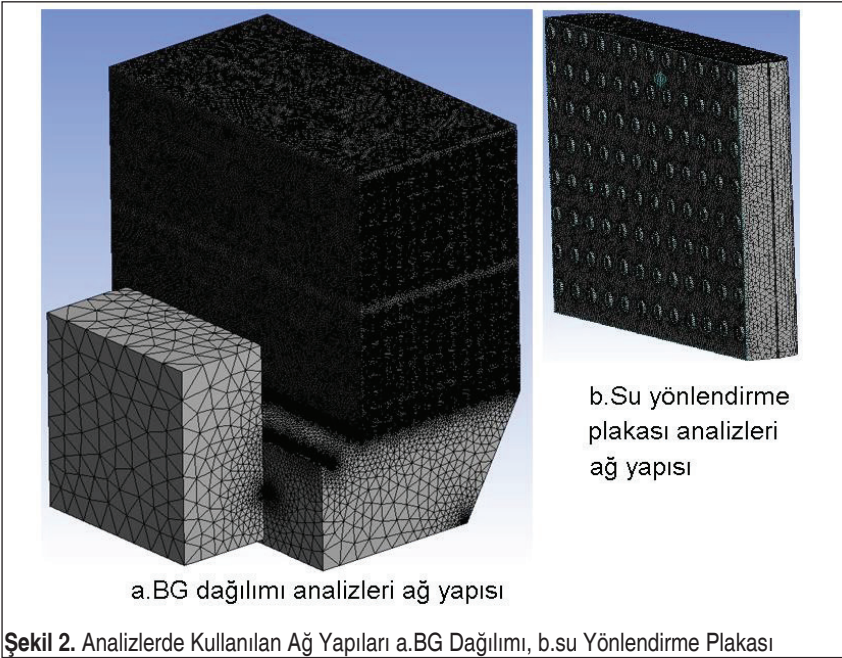
sayıda uygulanması sonuçları kayda değer olmayan oranlarda değiştirdiği görülmüştür. Analizlerde kullanılan ağ yapılarının özellikleri Tablo 3’te verilmiştir. Şekil 2’de ise analizlerde kullanılan ağ yapılarının örnek görüntüleri yer almaktadır.

**Tablo 3.** Analizlerde Kullanılan Ağ Yapılarının Özellikleri

Ağ özellikleri	Baca gazı dağılımı analizleri		Su yönlendirme plakası analizleri	
	Ortalama	Maksimum	Ortalama	Maksimum
Aspect oranı	1.88	18.039	1.86	2.011
Jacobian oranı	1	1	1	1
Skewness	0.242	0.91	0.23	0.947
Ağ curvature min. değeri (m) ve açısı (°)	0.28 ve 18°		0.0001 ve 18°	
Ağ eleman sayısı	1608309		658789	



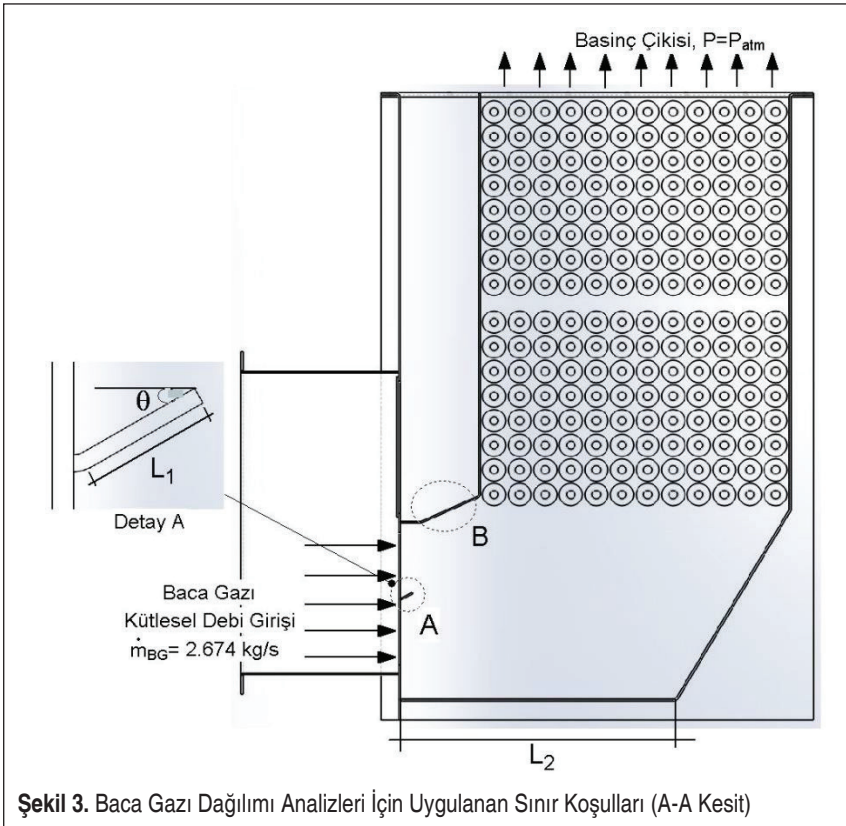
Şekil 1. Kondenser Katı Model Tasarımı



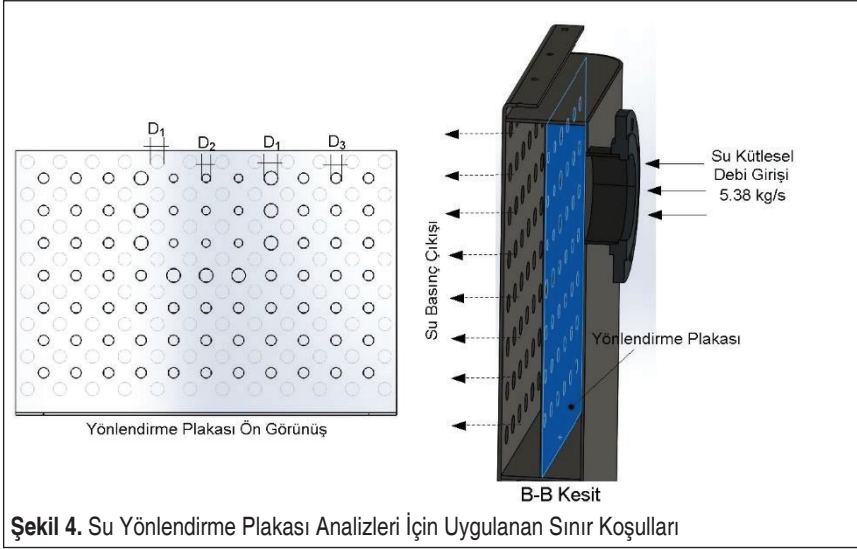
Şekil 2. Analizlerde Kullanılan Ağ Yapıları a.BG Dağılımı, b.su Yönlendirme Plakası

Kondenser girişinde baca gazının homojen olarak dağıtılması amacıyla giriş kanalına Şekil 3 Detay A' daki gibi yönlendirme plakası konulmuştur. Burada " $\theta$ " açısı  $25^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $35^\circ$  ve  $40^\circ$  olacak şekilde değiştirilerek 4 farklı tasarım için analizler tekrar edilmiştir. Plakadaki " $L_1$ " uzunluğu' da akışkanın homojen biçimde dağıtılması için önem arz etmektedir ve 25 ve 100 mm uzunluklar için incelenmiştir. Bununla birlikte Şekil 3' de B ile vurgulanan bölgede kondenser duvarının kanatlı boruların hemen bitişiğinde ve 20 mm üzerinde olması durumu için tasarım değiştirilmiştir. Daha sonra " $L_2$ " uzunluğu 500 ve 700 mm ölçüleri için analizler yürütülmüştür. Baca gazı, nemli hava kabulü ile 2.674 kg/s kütleli debi ile şekilde gösterildiği gibi debi akış sınır koşulu ile analizlere girilmiştir. Analizler tek fazlı olarak gerçekleştirilmiştir ve çıkış olarak ise basınç çıkışı deniz seviyesi atmosfer basıncı (101.325 kPa) analizlerde uygulanmıştır.

İşletme suyunun kollektör girişinden sonra birinci geçiş borularına eşit debi ve hızlarda dağılım yapabilmesi kondenser verimi açısından önem arz etmektedir. Bu amaçla Şekil 4' te görüldüğü gibi kollektör orta düzlemine birinci geçiş borularına suyun eşit dağıtılabilmesi için yönlendirme plakası yerleştirilmiştir. Plakadaki su geçiş delikleri



Şekil 3. Baca Gazı Dağılımı Analizleri İçin Uygulanan Sınır Koşulları (A-A Kesit)



Şekil 4. Su Yönlendirme Plakası Analizleri İçin Uygulanan Sınır Koşulları

1. geçiş borularının çaprazında olacak şekilde tasarım yapılmış olup, kollektör girişine yakın olan delik çaplarının ölçüleri farklıdır. Burada D1, D2 ve D3 çapları sırasıyla 27.5, 17, 21.1 mm'dir. Yönlendirme plakalı ve plakasız halde hidrodinamik HAD analizleri yürütülmüş ve su dağılımı incelenmiştir.

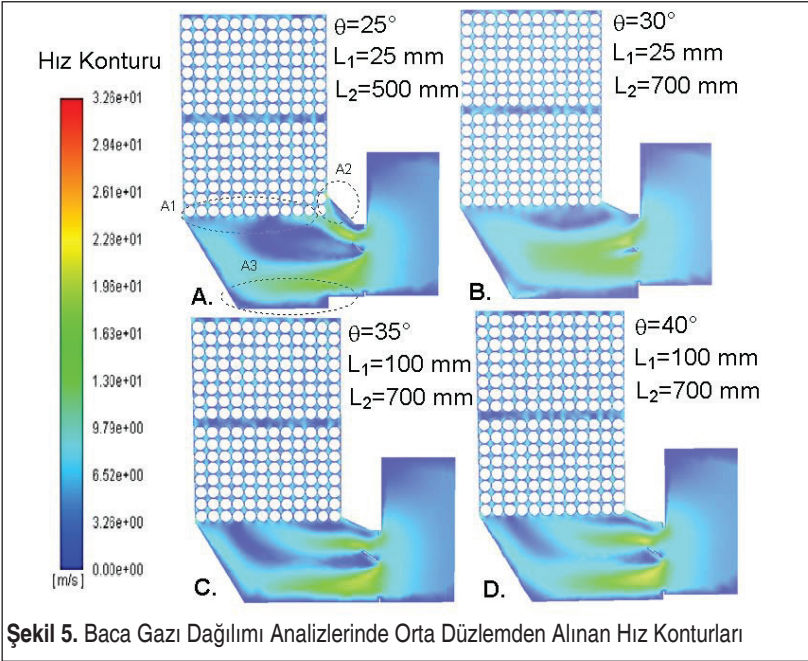
### 2.3 Kondenserin Performans Deneilerinin Gerçekleştirilmesi

Analitik hesaplamalar ve HAD analizleri ile nihai tasarıma ulaşan baca gazı kondenserinin üretimi yapılmıştır. Kondenser performans deneyleri Mart ayında Antalya'nın Kumluca ilçesinde bulunan bir serada gerçekleştirilmiştir. İşletme suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Testo 871 marka termal kamera ile manifold giriş ve kollektör çıkış boru yüzeyinden ölçülmüştür. Baca gazı giriş ve çıkış sıcaklıkları ise Testo 350 baca gazı analizörü ile ölçülmüştür. Bir su haznesinde zamana bağlı olarak yoğunlaşan su biriktirilmiş ve daha sonra hassas terazi ile belirlenen zaman içerisinde biriken su ölçülerek yoğunlaşan suyun kütleli debisi de bulunmuştur.

## 3. ARAŞTIRMA BULGULARI

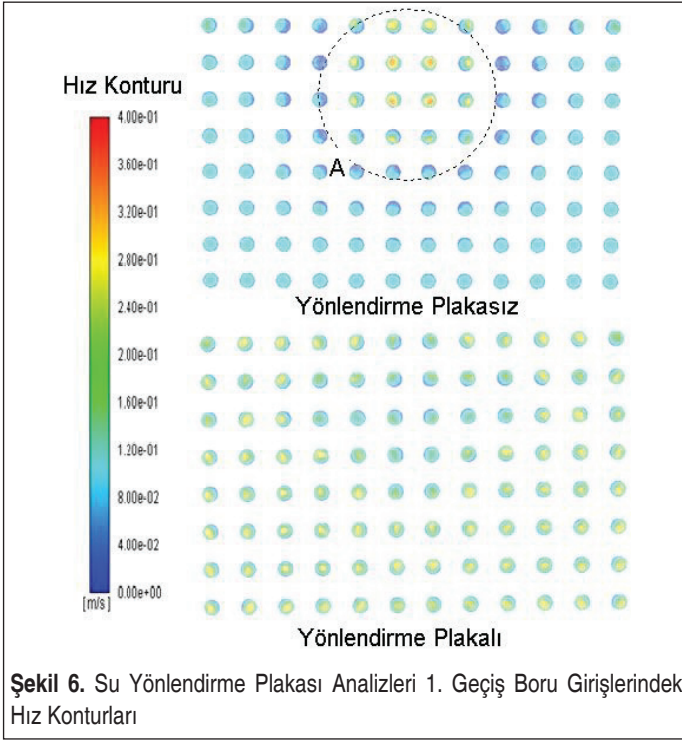
### 3.1 Nümerik Analiz Sonuçları

Gövde tarafında baca gazının kanatlı boru yüzeylerindeki dağılımı görebilmek amacıyla baca gazı dağılımı analizleri yapılmıştır. Şekil 5' te baca gazı dağılımı analizlerinde orta düzlemde alınan hız dağılımı konturları verilmiştir. Burada A, B, C ve D ile gösterilen konturlar farklı yönlendirici plaka açısı ( $\theta$ ), plaka uzunluğu ( $L_1$ ) ve



gövde tabanı uzunluğu ( $L_2$ ) için yürütülen analizleri ifade etmektedir. Tasarımlarda A1 bölgelerindeki hız dağılımları esas alındığından A, B ve C tasarımları için baca gazı dağılımının homojen olmadığı açıkça görülmektedir.  $\theta$  açısının 40 derece olduğu durumda bu bölgedeki akışkan dağılımı 25°, 30° ve 35°'ye göre daha homojendir. A2 bölgesinde ise A tasarımında bu bölgede birikmeler olduğu görülmekte olup, bu durumun önlenmesi için giriş kanal boğazının kanatlı boruların hemen başlangıcında olması (B, C ve D' deki gibi) gerektiği söylenebilir. Son olarak gövde tabanına bakıldığında (A3 bölgesi) gövde tabanının uzun ve akışla paralel tasarıma sahip olması gerektiği 4 farklı tasarım değerlendirildiğinde anlaşılmaktadır. Baca gazı dağılımı analizleri, D tasarımında en homojen akış dağılımının meydana geldiğini göstermiştir. Üretimi yapılan gövde tasarımı D tasarımı geometrisinde seçilmiştir.

Su yönlendirme plakası analizleri 1. geçiş boru girişleri hız konturları Şekil 6'da verilmiştir. İşletme suyu manifold içinde yönlendirme plakası olmadan yapılan analizlere göre su dağılımının düzensiz olduğu açıkça görülmektedir. Burada A bölgesindeki borulardaki giriş hızları ortalama 0.35 m/s değerinde iken diğer bölgelerdeki hızlar ise 0.01 m/s değerindedir. Bunun sebebi işletme suyu giriş borusunun karşısında bulunan geçiş borularında akışkanın kısa yolu seçerek ilerlemesidir. Yönlendirme plakası bu problemi çözmek amacıyla tasarlanmış olup, analiz sonuçları akışın istenilen homojenlikte dağıldığını göstermektedir. Yönlendirme plakalı analize göre geçiş borularına akışkan ortalama 0.18 m/s hızda girmektedir. İşletme suyu giriş borularına yakın geçiş



borularında bu değer ortalama 0.14 m/s'ye kadar düşmektedir. Bu durum plakasız duruma göre kabul edilebilir bir aralıktadır.

### 3.2 Performans Denei Sonuçları

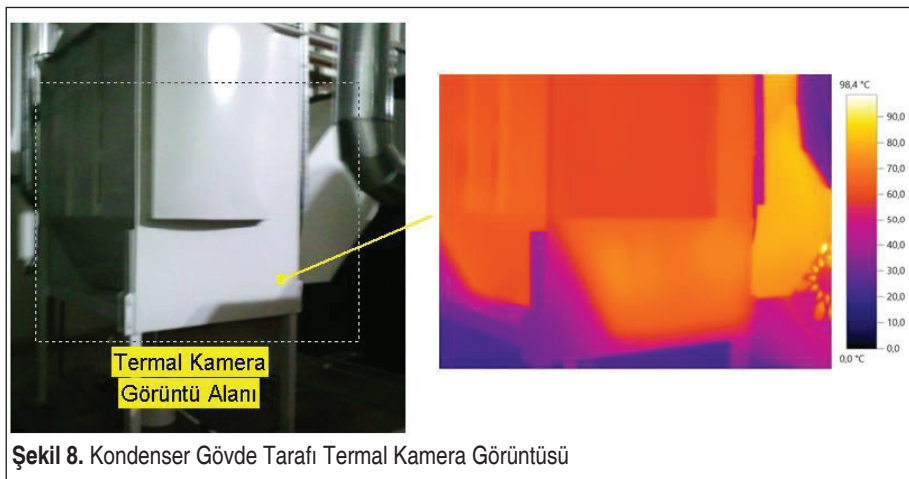
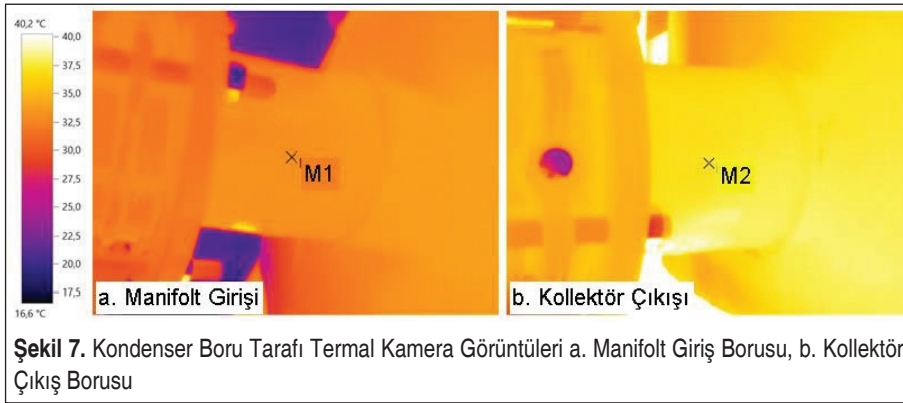
Baca gazı kondenser deneyi ölçüm sonuçları Tablo 4' te verilmiştir. Şekil 7'de görüleceği üzere sera sektörlerinden gelen su sıcaklığı kondenser manifold girişinde 32 °C, kondenser kollektör çıkışında 35.6 °C ölçülmüştür. Ayrıca kondenser için kullanılan

**Tablo 4.** Kondenser Performans Deneyi Ölçüm Sonuçları

Parametre	Ölçülen Değer	Hesaplanan Değer
BG giriş sıcaklığı, (°C)	132	-
BG çıkış sıcaklığı, (°C)	50	-
BG kütleli debisi, (kg/s)	0.9	-
Su giriş sıcaklığı, (°C)	32	-
Su çıkış sıcaklığı, (°C)	35.6	-
Su kütleli debisi, (kg/s)	19.44	20.28
Yoğuşan su debisi, (kg/dk)	5.785	6.138

su pompası 70 m<sup>3</sup>/h hacimsel debide ve tam açık olarak çalışmaktadır. Baca gazı verileri baca gazı analizörü ile elde edilmiştir. Ölçülen değerlere göre EES programında hesaplamalar tekrar edilmiş ve sonuçların, ölçülen değerler ile %94 oranında benzer olduğu görülmüştür.

Şekil 8’de kondenser gövde tarafından elde edilen termal kamera görüntüsü verilmiştir. Sıcaklık dağılımları gövde de homojendir. Kondenser gövdesinde baca gazı akışının homojen olması amacıyla yapılan HAD analizleri ile elde edilen nihai tasarımda bu amaca ulaşıldığı söylenebilir.





## 4. SONUÇLAR

Çalışmada sera ısıtma için kullanılan bir doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanının baca gazı atık duyulur ve gizli ısıyı kondenser ile geri kazanılmıştır. Bu amaçla su ve gövde tarafında homojen akışın sağlanması için HAD analizleri ile nihai tasarım elde edilmiştir. Nihai tasarımda  $\theta$  açısının  $40^\circ$  olduğu durumda kanatlı boru baca gazı girişindeki akışkan dağılımı  $25^\circ$ ,  $30^\circ$  ve  $35^\circ$ 'ye göre daha homojen olduğu bulunmuştur. Ayrıca baca gazı girişi kanal boğazının kanatlı boruların hemen başlangıcında olması ve gövde tabanının uzun ve akışla paralel tasarıma sahip olması gerektiği anlaşılmıştır. Baca gazı dağılımı analizler ile incelenmiş ve D tasarımında en homojen akış dağılımının meydana geldiği görülmüştür. Üretimi yapılan kondenser gövde tasarımı D tasarımı geometrisinde seçilmiştir.

İşletme suyu manifold içinde yönlendirme plakası olmadan yapılan analizlere göre su dağılımının düzensiz olduğu görülmüştür. Borulardaki giriş hızları ortalama 0.35 m/s değerinde iken diğer bölgelerdeki hızlar ise 0.01 m/s değerindedir. Farklı çaplarda deliklere sahip bir yönlendirme plakası ile akışkan ortalama hızı 0.14-0.18 m/s değerleri arasına getirilmiş ve daha homojen akış hızları sağlanarak düzensizlik giderilmiştir. Yapılan deneyler ile tasarım iyileştirmelerinin olumlu sonuçları gözlemlenmiştir. Buna paralel olarak analitik hesaplamalar %94 oranında deney sonuçları ile benzerlik göstermiştir. Ek olarak tasarım iyileştirmeleri sayesinde gövde tarafındaki akışın homojen olduğu termal kamera görüntüleri ile de ispatlanmıştır. Literatürde daha önceki çalışmalarda belirtilen oranda ısı geri kazanımını elde edilmiş olup, tasarlanan bu kondenser ile kazan verimi %12 oranında arttırılmıştır [7,10-11]. Dolayısıyla baca gazından geri kazanılabilecek olan enerji büyük oranda sağlanmıştır.

## TEŞEKKÜR

Enorpa San. Tic. Ltd. Şti' ye çalışmaya vermiş olduğu desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

## KAYNAKÇA

1. **Chiou-Wei, S.Z., Zhu, Z., Chen, S.H., Hsueh, S.P.** 2016. "Controlling for relevant variables: energy consumption and economic growth nexus revisited in an EGARCH-M (Exponential GARCH-in-Mean) model", Energy, 109, 391–399.
2. **Kılıç, A. E., Arcaklıoğlu, E.** 2022. "Doğalgaz Yakıtlı Bir Kombine Çevrim Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi: Parametrik Çalışma". Politeknik Dergisi, 1-1. DOI: 10.2339/politeknik.1038817
3. **Cozzi, L., Gould, T.** 2020. "World Energy Outlook 2020", 2050, 1-461.
4. **Özen, E.** 2020. "Doğalgaz Sektör Görünümü", Türkiye'nin Enerji Görünümü 2020 Oda Raporu, MMO Makine Mühendisleri Odası.





5. **Yılankırkan, N., Doğan, H.** 2020. “Türkiye’nin Enerji Görünümü ve 2023 Yılı Birincil Enerji Arz Projeksiyonu”, *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 10(2), 77-92.
6. **Osakabe, M., Ishida, K., Yagi, K., Itoh, T., Ohmasa, K.** 2001. “Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas”, *Heat Transfer-Asian Res*, 30 (2), 139–151.
7. **Wang, Y., Zhao, Q., Zhou, Q., Kang, Z., Tao, W.** 2013. “Experimental and numerical studies on actual flue gas condensation heat transfer in a left–right symmetric internally finned tube”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 10-20.
8. **Bespalov, V., Beljaev, L., Melnikov, D.** 2015. “Using air for increasing the depth of the flue gas heat recovery”, In *MATEC Web of Conferences, EDP Sciences*, 37, 01009.
9. **Çomaklı, K., Terhan, M.** 2015. “Doğalgaz Yakıtlı Kazandan Çıkan Atık Baca Gazının Ekserji Analizi”, *Mühendis ve Makina*, 56, 670, 58-64.
10. **Terhan, M., Comaklı, K.** 2016. “Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas”, *Applied Thermal Engineering*, 100, 1007-1015.
11. **Cortina, M.** 2006. “Flue gas condenser for biomass boilers”, MSc Thesis, Lulea University of Technology, Sweden.
12. **Comaklı, K.** 2008. “Economic and environmental comparison of natural gas firedconventional and condensing combi boilers”, *J. Energy Inst.*, 81, 4, 242–246.
13. **Cortina, M.** 2006. “Flue Gas Condenser for Biomass Boilers, Lulea University of Technology Department of Applied Physics and Mechanical Engineering”, Master’s Thesis, Sweden, 1-76.
14. **Tokgöz, N., Özgün, Ö.** 2019. “Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi”. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(2), 57-72.
15. **Çengel, Y.A., Boles, M.A.** 2008. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık, 867s, İstanbul.
16. **Klein, S. A.** 2008. “Engineering Equation Solver (EES)”, Academic Commercial V8.208. F-Chart Software, ABD.
17. **Boston, MA.** 2001. “A market assessment for condensing boilers in commercial heating applications”, Consortium for Energy Efficiency (CEE).
18. **Dittus, F.W., Boelter. L.M.K.** 1930. “University of California Publications on Engineering 2”, p. 433.
19. **Okan, KON., Yüksel, B.** 2015. “Binaların Isı Merkezlerinde Bulunan Kalorifer Kazanlarının Yanma Havası ve Hava Fazlalık Katsayılarına Göre Yanma Gazlarının Özelliklerindeki Değişim”, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 17,2, 15-27.
20. **Genceli, O. F.** 2005. *Isı değiştiricileri*. Birsan Yayınevi, İstanbul.



21. **Zukauskas, A.** 1972. “Heat Transfer From Tubes in Cross Flow”, Advanced Heat Transfer, vol. 8, s.93.
22. **Nusselt, W.** 1916. “Die Oberflaechenkondensation des wasserdampfes”, VDIZ, 60, s.541.
23. **Çengel, Y. A., Tanyıldızı, V., Dağtekin, İ.** 2011. Isı ve kütle transferi, Güven Kitabevi, İzmir.
24. **Lauder, B. E., Spalding, D. B.** 1972. “Lectures in mathematical models of turbulence”.
25. ANSYS-Fluent. 2013. Version 14.5, User’s Guide, Fluent Inc., Lebanon (NH).



# Parabolik Oluk Güneş Toplayıcılarının Simülasyonu ve Anlık Isıl Performanslarının İncelenmesi

Abdolvahap Yiğit<sup>1</sup>, Nurullah Arslanoğlu<sup>2\*</sup>

## ÖZ

Dünyada küresel ısınma nedeniyle fosil enerji kaynaklarına bağlı enerji üretim sistemleri gittikçe azalmaktadır. Buna bağlı olarak da yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı artmaktadır. Güneş enerjisi yenilenebilir enerji kaynakları içinde en önemlilerden birisidir. Artan enerji ihtiyacını karşılamak üzere güneş enerjisinin fotovoltaik sistemlerde kullanımı hızla artmaktadır. Güneş enerjisinin ısı sistemlerde kullanımı için çalışmalar da artarak devam etmektedir. Isıl enerji uygulamaları içinde parabolik güneş toplayıcısı öne çıkmaktadır. Bu toplayıcılarla 300 °C sıcaklıklara varan ısı enerjisi üretimi yapılabilmektedir. Bu sıcaklıkta ısı enerjisi ile elektrik üretilebilmektedir. Diğer taraftan soğutma enerjisine çok ihtiyaç duyulan yaz aylarında, bol olan güneş enerjisi kullanılarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle soğutma da yapılabilmektedir. Yüksek sıcaklıkta ısı enerjisi ile çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yüksek soğutma tesir katsayıları elde edilebilmektedir. Bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş toplayıcılarının modellenmesi yapılarak anlık ısı performansları incelenmiştir. Bunun için MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı yazılmıştır. Bu programda anlık direkt güneş ışınımı değerini hesaplamak için Daneshyar-Paltridge-Proctor (DPP) modeli kullanılmıştır. Bu model kullanılarak yapılan hesaplamalarla, tek boyutlu olarak güneşi takip eden bu tür toplayıcıların daha fazla enerji üretebilmesi için Kuzey-Güney doğrultusunda yerleştirmesinin uygun olacağı gösterilmiştir.

Örnek bir toplayıcı özellikleri ve boyutları kullanılarak, anlık verim ve faydalı ısı hesaplamaları yapılmıştır. Bu anlık değerlerin toplamı ile günlük, aylık ve yıllık ısı güç değerleri ve verim hesapları yapılmıştır. Örnek olarak seçilen bölgeler için çevresel parametrelere bağlı olarak yıllık ısı güç değerleri bulunarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu tür sistemlerin kurulumu için ideal çevresel parametreler belirlenmiş ve tartışması yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Güneş enerjisi, parabolik oluk toplayıcılar, simülasyon, anlık ısı analiz

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 25.05.2022

Kabul/Accepted : 05.12.2022

<sup>1</sup> Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa  
avahap@uludag.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9183-0098

<sup>2</sup> Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa  
narslanoglu@uludag.edu.tr, ORCID: 0000-0003-4970-4490



## Simulation of Parabolic Trough Solar Collectors and Investigation of Instant Thermal Performance

### ABSTRACT

Due to global warming in the world, energy production systems connected to fossil energy sources are gradually decreasing. Due to this, the use of renewable energy sources is increasing. Solar energy is one of the most important renewable energy sources. In order to meet the increasing energy needs, the use of solar energy in photovoltaic systems is increasing rapidly. Studies for the use of solar energy in thermal systems are also continuing to increase. The parabolic solar collector stands out among the thermal energy applications. With these collectors, it is possible to produce heat energy up to 300 oC temperatures. At this temperature, electricity can be generated by heat energy. On the other hand, in summer, when cooling energy is very much needed, cooling can also be done with absorption cooling systems using abundant solar energy.. High coefficient of performance(COP) can be obtained in double-stage absorption cooling systems with high temperature heat energy.

In this study, the instantaneous thermal performance of parabolic trough type solar collectors was investigated by modeling. For this, a simulation program has been written in the MATLAB programming language. In this program, the DPP model was used to calculate the instantaneous direct solar radiation value(DNI). With the calculations made using this model, it has been shown that it would be appropriate to place such collectors, which follow the sun in one dimension, in a North-South direction so that they can produce more energy.Using the characteristics and dimensions of a sample collector, instantaneous efficiency and useful heat calculations were performed. Daily, monthly and annual thermal power values and efficiency calculations were made with the sum of these instantaneous values. For the regions selected as an example, comparisons were made by finding annual thermal power values depending on environmental parameters. The ideal environmental parameters for the installation of such systems have been determined and discussed.

**Keywords:** Solar energy, parabolic trough collector, simulation, instant thermal analysis



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction/ Background

The demand for renewable energy is increasing daily, where energy gains great importance and climate change comes to the fore due to global warming. The most striking type of energy among renewable energy sources is solar energy. With the increase in studies on solar energy, solar energy investments are also increasing. Many countries are working on solar energy in order to reduce their carbon emission values in the coming years. Significant investment and R&D activities are carried out in this regard in our country, which is among the many countries that signed the Paris Agreement. Today, thermal energy is needed as much as electrical energy. Thermal energy is needed in many areas, especially heating and cooling. Considering that solar energy is abundant especially in summer, the importance of using solar energy in cooling systems emerges. Cooling with solar energy is also among the prominent topics today. In absorption cooling systems; It is possible to cool at high COP values by using parabolic trough solar collectors that can generate heat energy at high temperatures. With double-stage absorption cooling systems, the COP value can exceed 1.

### Objectives/ Research Purpose

In this study, first of all, a suitable model was chosen for instantaneous direct radiation calculations. By using this model, instantaneous all, direct and diffuse radiation calculations were made during a day. In order to examine the effect of the axis direction of the collector solar tracking system on the amount of radiation incident on the parabolic trough collector. Monthly incoming radiation amounts were calculated and comparisons were made with similar studies. Instantaneous thermal analyzes of the collector were made using the selected instantaneous direct radiation model. By taking the sum of the instant values for one day and making the sum for 365 days of the year; daily, monthly and annual thermal performance values were calculated and analyzed.

### Methods/ Methodology

The important factor for the thermal analysis of parabolic trough solar collectors is instantaneous direct solar radiation calculations. There are many models for instantaneous solar radiation. The ASHRAE model is generally preferred. However, since the coefficients of the empirical correlation for our country are not available in the literature, they were not preferred in this study. Among these models, one of the models that gives the best results is the Daneshyar-Paltridge-Proctor (DPP) model [3]. All calculations are instantaneous. The instantaneous solar radiation values from the sun were calculated and transferred to the POT model equations, and the instantaneous POT efficiency and useful heat values were calculated by solving the model equations. In this simulation study, instantaneous ambient temperatures were calculated by using the daily maximum and minimum temperature values for the determined region. Instantaneous values were used for ambient temperatures. The flow rate of the fluid passing through the collector, the temperature of the fluid inlet to the collector and the wind speed are taken as constant. Daily, monthly and annual values were also calculated using the instantaneous calculated values. First of all, to show the accuracy of the model, the same collector dimensions and features were compared with the experimental study results. For this, the same environmental conditions were accepted and the instantaneous direct radiation value was taken as 900W/m<sup>2</sup>, the wind speed as 3 m/s and the fluid flow rate as 5 m<sup>3</sup>/h. The results of the experimental study on a collector with the same characteristics were compared with the simulation results obtained using the model, and it was shown that there was a very good agreement.



## Results/ Findings

It is important to determine the tracking axis correctly. In this study, instantaneous direct solar radiation amounts coming to the surface were calculated and compared in the case of North-South and East-West axis placement. When the results obtained are examined, it is seen that more radiation energy comes to the surface in the case of North-South axis placement. Although the radiation coming to the surfaces with East-West axis tracking system is slightly higher in winter, 1649 kW/m<sup>2</sup> radiation energy comes to the North-South axis surface annually, while it is calculated that 1540 kW/m<sup>2</sup> radiation energy comes to the East-West axis surface. It has been found that the values obtained for the Şanlıurfa region with the DPP model used for direct solar radiation calculation are close to the values obtained in the calculations for the Gela region of Italy using another model. When the monthly thermal power and efficiency values are examined, it is seen that April-August is the time period in which the highest thermal power is obtained with the highest efficiency. It is known that the need for cooling also increases during these months. Therefore, it is possible to conclude that POT systems are very suitable for solar energy based absorption cooling systems.

## Discussion and Conclusions

An important result obtained in this study is the effect of ambient temperature on the thermal efficiency and therefore on the thermal power value. Increasing ambient temperature causes an increase in thermal efficiency as it reduces thermal losses. This effect is clearly seen in the calculations made for Konya and Şanlıurfa. It has been determined that the power and efficiency values produced in Şanlıurfa province, where warmer environmental temperature is observed, are higher. Therefore, it would be appropriate to install these systems in areas where environmental temperature and radiation intensity are high. On the other hand, it has been observed that wind speed, which is another environmental factor, reduces power and efficiency values. Therefore, it is necessary to pay attention to the selection of regions with low prevailing wind speeds.



## 1. GİRİŞ

Enerjinin çok önem kazandığı ve küresel ısınmaya bağlı olarak iklim değişikliğinin öne çıktığı günümüzde yenilenebilir enerjiye olan talep gittikçe artmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları içinde öne çıkan enerji türü ise güneş enerjisidir. Güneş enerjisi üzerinde yapılan çalışmalar hızla artarken güneş enerjisi yatırımları da giderek artmaktadır. Birçok ülke önümüzdeki yıllar içinde karbon emisyon değerlerini düşürmek için, güneş enerjisi ile ilgili planlama ve yatırımlar yapmaktadır. Paris anlaşmasına imza atan birçok ülke içinde yer alan ülkemizde de bu konuda önemli yatırım ve Ar-Ge faaliyetleri yapılmaktadır. Günümüzde ağırlıklı olarak güneş PV sistemleri üzerinde yatırımlar artmaktadır. Ancak güneşten elektrik üretmenin en çok öne çıkan diğer yolu ise parabolik toplayıcılarla buhar üretilmesi ve bu buharın Rankin çevriminde kullanılması ile elektrik üretilmesidir.

Günümüzde elektrik enerjisi kadar ısı enerjisi de ihtiyaç duyulmaktadır. Isıtma soğutma başta olmak üzere birçok alanda ısı enerjisi ihtiyaç vardır. Özellikle yazın güneş enerjisinin çok bol olduğu düşünüldüğünde, soğutma sistemlerinde güneş enerjisinin kullanımının önemi ortaya çıkmaktadır. Güneş enerjisi ile soğutma konusu da günümüzde öne çıkan konular arasında yer almaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde; yüksek sıcaklıklarda ısı enerjisi üretebilen parabolik oluk güneş toplayıcılarının kullanılması ile yüksek COP değerlerinde soğutma yapmak mümkün olabilmektedir. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile COP değeri 1'in üzerine çıkabilmektedir. Parabolik oluk tip güneş toplayıcıları ile bu yüksek sıcaklıklara kolaylıkla çıkılabilmektedir.

Parabolik güneş toplayıcıları (POT) ile PV sistemlerin çevresel parametrelere bağlı performans değerlerinin değişimi farklılık göstermektedir. Anlık ışınım değerlerinin artmasıyla verim değerleri ve faydalı enerji değerleri her iki sistemde artmaktadır [1]. Ancak artan çevre sıcaklığı PV sistemlerinin verimini düşürürken, parabolik güneş toplayıcılarında verimi artırmaktadır. Diğer taraftan artan rüzgar hızı bu tür toplayıcılarda ısı verimi düşürürken, PV sistemlerinde verimi artırmaktadır. Dolayısıyla bu tür güneş enerjisi ısı sistemlerinin güneş ışınımının bol, hava sıcaklığının yüksek ve rüzgarın az olduğu bölgelerde kurulması daha uygun olacaktır [2].

Isıl analiz için gerekli olan anlık güneş ışınım değerinin hesaplanması için kullanılan birçok eşitlikler bulunmaktadır. Bir başka yapılan çalışmada farklı anlık ışınım modellerinin karşılaştırmasını yapmıştır. Bu çalışmada, bu eşitlikler içinde deneysel verilere en yakın olan model seçilerek hesaplamalarda kullanılmıştır [3]. Parabolik oluk toplayıcıların yerleştirilmesinde yön de önemli bir parametredir. Bu konuda yapılan çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Desideri ve ark [4] tarafından yapılan çalışmada, parabolik oluk tipi toplayıcıların Kuzey-Güney veya Doğu-Batı eksenli yerleştirilmeleri durumunda aylık toplanan ışınım enerjisi değerleri hesaplanmış ve bunların karşılaştırılması yapılmıştır. Akba ve ark. [5] yaptıkları bir simülasyon çalışmasında



TRNSYS programını kullanarak iki farklı bölge için, ısı depolamalı sistemin geçici rejim ısı performansını incelemiş ve ekonomik analizini yapmışlardır. Mouaky ve ark. [6] yaptıkları deneysel çalışmada parabolik oluk toplayıcıların anlık ısı performansını farklı zamanlar için incelemişlerdir. Bu çalışmada ayrıca kirliliğin etkisi de incelenmiştir. Bellos ve ark. [7] Bir depolama tankına bağlı toplayıcının ısı performansı anlık, saatlik ve günlük olarak incelemişlerdir. Depo içinde ısı tabakalaşma dikkate alınarak saatlik sıcaklık değişimleri ve depo hacmi ve depodan çekilen akışkan hacmine bağlı olarak ısı performans incelenmiştir. Fasquelle ve ark. [8] geçici rejim ısı analiz modeli geliştirerek modelin doğruluğunu deneysel çalışma ile göstermişlerdir. Bu model kullanılarak geçici rejimde toplayıcıda dolaşan akışkan debisinin ve akışkan giriş çıkış sıcaklıklarının değişimi incelenmiştir. Rathod ve ark. [9] parabolik toplayıcı ile absorpsiyonlu soğutma sisteminin geçici rejim ısı analizlerini yapmışlardır.

Yapılan bu çalışmada ise öncelikle anlık direkt ışıınım hesaplamaları için uygun bir model seçilmiştir. Bu model kullanılarak bir gün boyunca anlık tüm, direkt ve yayılı ışıınım hesaplamaları yapılmıştır. Toplayıcı güneş takip sistemi eksen yönünün parabolik oluk toplayıcı üzerine gelen ışıınım miktarına etkisini incelemek üzere aylık gelen ışıınım miktarları hesaplanmış ve benzer çalışmalar ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Seçilen anlık direkt ışıınım modeli kullanılarak toplayıcının anlık ısı analizleri yapılmıştır. Anlık değerlerin bir gün boyunca toplamaları alınarak yılın 365 günü için toplamı yapılırak; günlük, aylık ve yıllık ısı performans değerleri hesaplanmış ve analizler yapılmıştır.

## 2. MODEL VE GÜNEŞ İŞİNIMI HESAPLAMALARI

Güneş enerjisi direkt normal ışıınım hesapları için kullanılan model bu kısımda açıklanmıştır. Farklı eksenel doğrultuda yerleştirme durumunda yüzeye gelen ışıınım miktarlarını bulmak için kullanılacak eşitlikler verilmiştir. Toplayıcının Isıl modellemesinde kullanılan eşitlikler verilmiş ve örnek olarak seçilen toplayıcı özellikleri tablo olarak belirlenmiştir.

### 2.1 Anlık Direkt Güneş İşıını Modeli ve Güneş İşıını Hesaplamaları

Parabolik oluk tipi güneş toplayıcılarının ısı analizi için önemli büyüklük anlık direkt güneş ışıını hesaplamalarıdır. Anlık güneş ışıını için çok sayıda model bulunmaktadır. ASHRAE modeli genelde tercih edilen bir modeldir. Ancak ülkemiz için ampirik bağıntının katsayıları literatürde bulunmadığı için bu çalışmada tercih edilmemiştir. Bu modeller içinde en iyi sonuçları veren modellerden birisi de Daneshyar-Paltridge-Proctor (DPP) modelidir [3]. Bu çalışmada bu model kullanılmıştır. Bu modele göre yatay birim yüzeye düşen anlık direkt güneş ışıını(DNI)(W/m<sup>2</sup>) şu eşitlikten bulunabilir:





$$DNI = 950.2\{1 - \exp[-0.075(90^\circ - \Theta_z)]\}\cos\Theta_z \quad (1)$$

Burada  $\theta_z$  zenit açısıdır ve yatay yüzeyler için güneş geliş açısına eşit olarak şu eşitlikte tanımlanmıştır[10]:

$$\cos\Theta_z = \cos\delta\cos\phi\cos w + \sin\delta\sin\phi \quad (2)$$

Burada  $\delta$  deklinasyon açısı,  $\phi$  enlem açısı ve  $w$  saat açısıdır.

Parabolik güneş toplayıcıları güneşi tek eksenli olarak takip ederler. Takip sisteminin hangi eksenler doğrultusunda konumlandırılacağı önemlidir. Daha fazla enerji topladığı için genelde Kuzey-Güney eksenli olarak takip mekanizması konumlandırılır. Farklı yönlerde konumlandırılan güneş takip sistemleri durumunda (1) nolu eşitlikteki  $\cos\theta_z$  yerine  $\cos\theta$  kullanılmalıdır. Bu değer için şu eşitlikler kullanılır [4] :

Doğu-Batı:

$$\cos\Theta = (1 - \cos^2\delta\sin^2 w)^{(1/2)} \quad (3)$$

Kuzey-Güney:

$$\cos\Theta = [(\sin\phi\sin\delta + \cos\phi\cos\delta\cos w)^2 + \cos^2\delta\sin^2 w]^2 \quad (4)$$

## 2.2 Parabolik Oluk Toplayıcı Isıl Modellemesi

Parabolik oluk tipi güneş toplayıcıları tek eksenli olarak güneş takip sistemi ile birlikte kullanılırlar. Kuzey yarımkürede, daha fazla enerji topladığı için, Kuzey-Güney eksenli yerleştirilirler. Toplayıcı üzerine gelen ışınım yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımının sadece direkt ışınım kısmıdır. Burada ışınım enerjisi ( $W$ ) şu eşitlikten bulunur [11]:

$$Q_s = DNIA_a \quad (5)$$

Maksimum optik verim ( $\eta_{opt}$ ) ile toplayıcı üzerine düşen ışınım çarpılarak toplayıcı açıklık alanı tarafından yutulan ısı aşağıdaki şekilde bulunur [11]:

$$Q_{yut} = Q_s \eta_{opt} \quad (6)$$

Burada  $\eta_{opt}$  optik verim;

$$\eta_{opt} = \alpha\tau\rho\gamma K(\theta) \quad (7)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada ( $\alpha$   $\tau$ ); yutma-geçirme çarpımı,  $\rho$  açıklık alanının yansıtma oranıdır. Düşüş açısı düzeltme değeri ( $K(\theta)$ ) ile intercept faktör ( $\gamma$ ) değeri genel olarak 1.0 olarak alınmaktadır.

Toplayıcı faydalı ısı ( $W$ ); aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_c - T_g) \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir [11]. Bu eşitlikte, alıcı (receiver) borusu içinden akan akışkan debisi  $\dot{m}$  (kg/s), çıkış sıcaklığı ve giriş sıcaklıkları sırasıyla  $T_c$  (K) ve  $T_g$  (K) ve  $c_p$  (J/kgK) akışkanın özgül ısıdır. Buradaki faydalı ısı, yutucu yüzeyden akışkana taşınımıyla transfer olan ısıya eşittir. Bundan dolayı faydalı ısı miktarı, aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$Q_u = h_m A_{ri} (T_r - T_{ort}) \quad (9)$$

Burada  $h_m$  (W/m<sup>2</sup>K) boru içinde ortalama ısı taşınım katsayısı,  $T_{ort}$  ise akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması,  $A_{ri}$  alıcı iç yüzey alanı ve  $T_r$  ise yutucu yüzey ortalama sıcaklığıdır.

Açıklık alanı tarafından yutulan ısı, faydalı ısı ile kayıp ısı ( $Q_{kay}$ ) toplamına eşit olarak şu şekilde yazılabilir:

$$Q_{yut} = Q_u + Q_{kay} \quad (10)$$

Alıcı yüzey olan boru içinden akış genelde türbülanslı akıştır. Bu durumda boyutsuz Nusselt ve Reynolds sayısına bağlı olarak şu bağıntılar kullanılmıştır:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (11)$$

$$Nu = \frac{h_m D_{ri}}{k} \quad (12)$$

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_{ri} \mu} \quad (13)$$

Bu eşitliklerde  $D_{ri}$  (m) alıcı boru iç yarıçapı,  $Pr$  ise boyutsuz Prandtl sayıdır.

Syltherm 800 sentetik yağın termofiziksel özelliklerini bulmak için,  $T$  (°C) akışkan ortalama sıcaklığı olmak üzere, şu eşitlikler kullanılmıştır [12]:

$$\rho \left( \frac{kg}{m^3} \right) = -1.671 \times 10^{-6} T^3 + 4.216 \times 10^{-4} T^2 - 0.917 T + 953.17 \quad (14)$$

$$v \left( \frac{m^2}{s} \right) = -2.106 \times 10^{-18} T^5 + 3.322 \times 10^{-15} T^4 - 2.125 \times 10^{-12} T^3 - 10^{-10} T^2 - 1.274 \times 10^{-7} T + 1.095 \times 10^{-5} \quad (15)$$

$$c_p \left( \frac{kJ}{kgK} \right) = 1.706 \times 10^{-3} T + 1.574 \quad (16)$$

$$k \left( \frac{W}{mK} \right) = -1.881 \times 10^{-4} T + 0.139 \quad (17)$$



Yutucu yüzeyden dış cam yüzeye, arada vakum olduğundan, sadece ışınlama ısı transferi gerçekleşir. Sürekli rejim durumunda ışınlama ısı transferi için,

$$Q_{kay} = \frac{A_{ro} \sigma (T_r^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \frac{A_{ro}}{A_{ci}}} \quad (18)$$

eşitliği yazılır [13]. Cam yüzey ile çevre havası arasında taşınım ve ışınlama ısı geçişi gerçekleşmektedir. Cam yüzeyden ışınlım ve taşınım olan ısı transferinin toplamı sürekli rejimde yutucu yüzeyden cam yüzeye olan ışınlama ısı transferine eşit alınır. Bunun sebebi vakum ortamında taşınım ısı transferi gerçekleşmez. Dolayısıyla şu eşitlik yazılabilir [13].

$$Q_{kay} = A_{co} h_{dış} (T_c - T_{çev}) + A_{co} \sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_{çev}^4) \quad (19)$$

Burada  $T_{çev}$  (K) çevre sıcaklığı,  $\sigma$  ( $W/m^2 K^4$ ) Stefan-Boltzmann katsayısıdır ve değeri  $5.67.10^{-8}$  dir.  $T_c$  (K) cam yüzey sıcaklığı,  $A_{co}$  alıcı yüzey dışındaki cam borunun dış yüzey alanı ( $m^2$ ) ve  $h_{dış}$  ( $W/m^2 K$ ) cam dış yüzeyindeki ısı taşınım katsayısıdır ve rüzgar hızına,  $V$  (m/s), bağlı olarak şu eşitlikten hesaplanır [13]:

$$h_{dış} = 4V^{0.58} D_{co}^{-0.42} \quad (20)$$

Isıl verim faydalı ısınının yutulan ısıya oranı olarak şu şekilde tanımlanır [13]:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (21)$$

### 2.3 Toplayıcı Özellikleri

Parabolik oluk tip bir güneş toplayıcısı parabol şeklinde bir yansıtıcı yüzey (açıklık alanı) ve bu parabolün merkezine yerleştirilen alıcı yüzeyden oluşur. Alıcı yüzey ise, akışkanın aktığı boru ile bunu kuşatan cam bir koruyucu silindirden oluşur. Boru ile cam silindir arasında vakum oluşturulur. Böylece sıcak akışkanın aktığı borudan ısı kayıpları azaltılmış olur. Tüm bu toplayıcı yatay eksenli olarak tek boyutlu güneşi takip eder. Genelde Kuzey-Güney eksenli olarak güneşi takip eden POT üzerine güneşten gelen direkt ışınlımlar düşer. Bu çalışmada kullanılan POT ölçüleri ve bazı özellikleri Tablo1'de verilmiştir.

## 3. SİMÜLASYON VE BULGULAR

Bu çalışmada yukarıda verilen model eşitlikleri kullanılarak MATLAB programlama

**Table 1.** POT Ölçüleri ve Özellikleri

Parametre	Sembol	Büyükük
Genişlik	W	5.0 m
Uzunluk	L	7.8 m
Odak Uzunluğu	f	1.71 m
Açıklık alanı	$A_a$	39 m <sup>2</sup>
Yoğunlaştırma Oranı	C	22.74
Alıcı boru iç çapı	$D_{fi}$	66.10 <sup>-3</sup> m
Alıcı boru dış çapı	$D_{fo}$	70.10 <sup>-3</sup> m
Cam silindir iç çapı	$D_{ci}$	109.10 <sup>-3</sup> m
Cam silindir dış çapı	$D_{co}$	115.10 <sup>-3</sup> m
Cam ışınım yayma oranı	$\epsilon_c$	0.9
Cam ışınım geçirme oranı	$\tau$	0.95
Absorber ışınım yutma oranı	$\alpha$	0.96
Açıklık alanı yansıtma oranı	$\rho_c$	0.83
Absorber ışınım yayma kat.	$\epsilon_r$	0.2
Maksimum optik verim	$\eta_{opt}$	0.75

dilinde bir program yazılmış ve simülasyon çalışması yapılmıştır. Tüm hesaplamalar anlık yapılmıştır. Güneşten gelen anlık güneş ışınımı değerleri hesaplanarak POT model denklemlerine taşınmış ve model denklemlerinin çözümü ile anlık POT verimi ve faydalı ısı değerleri hesaplanmıştır. Bu simülasyon çalışmasında belirlenen bölge için günlük maksimum ve minimum sıcaklık değerleri kullanılarak anlık çevre sıcaklıkları hesaplanmıştır. Çevre sıcaklıkları için anlık değerler kullanılmıştır. Toplayıcıda geçen akışkan debisi, toplayıcıya akışkan giriş sıcaklığı ve rüzgar hızı sabit alınmıştır. Anlık hesaplanan değerler kullanılarak günlük, aylık ve yıllık değerler de hesaplanmıştır.

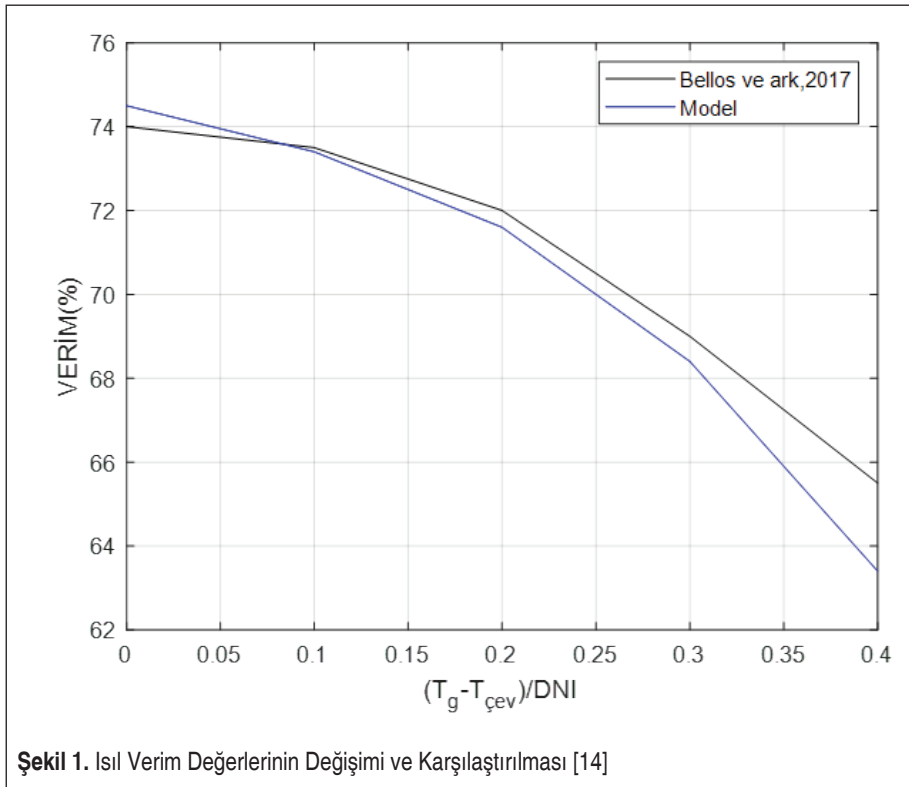
Öncelikle modelin doğruluğu göstermek için aynı toplayıcı boyut ve özellikleri kullanılarak deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. Bunun için aynı çevresel şartlar kabul edilmiş ve anlık direkt ışınım değeri 900W/m<sup>2</sup>, rüzgar hızı 3 m/s ve akışkan debisi 5 m<sup>3</sup>/h olarak alınmıştır. Aynı özelliklere sahip bir toplayıcı üzerinde yapılan deneysel çalışma sonuçları ile model kullanılarak elde edilen simülasyon sonuçları Şekil 1’de karşılaştırılmış ve oldukça iyi bir uyumun olduğu gösterilmiştir.

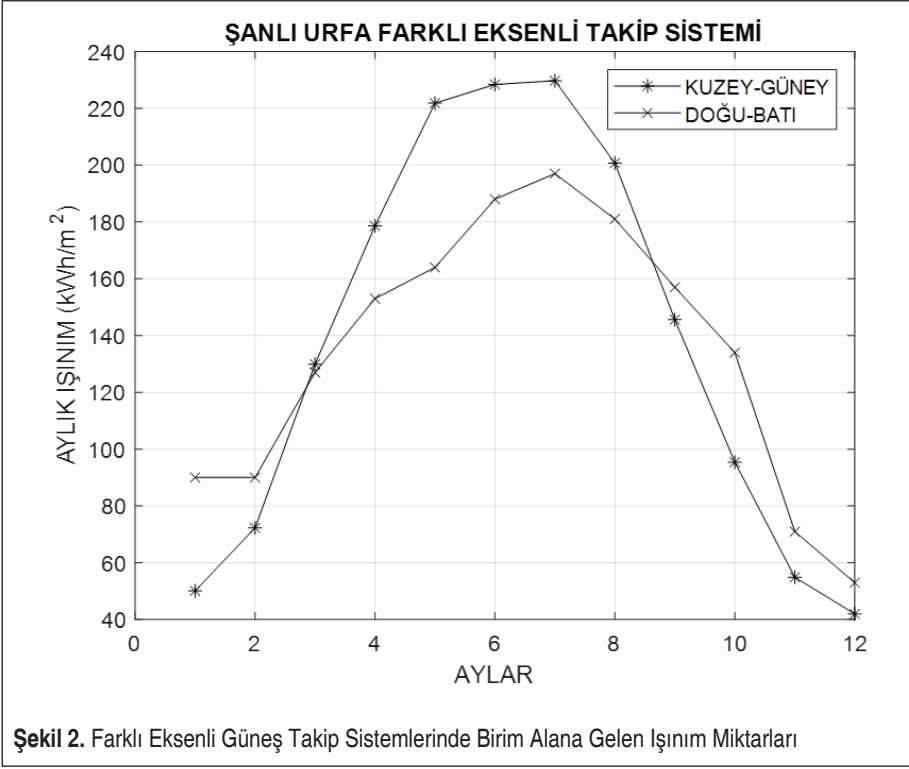
Direkt anlık yatay ışınım hesabı için kullanılan DPP modeli ile birim yatay düzleme gelen anlık güneş ışınımı hesaplamaları yapılmıştır. Ayrıca farklı eksensli olarak gü-

neşi takip eden sistemlerde birim yüzeye gelen güneş ışınımı hesaplamaları da yapılmış ve Kuzey-Güney eksensli güneş takip sistemlerinin kullanılmasının uygun olduğu gösterilmiştir. Şekil 2’de Kuzey-Güney ve Doğu-Batı eksensli takip sistemi için birim alana gelen aylık güneş ışınımı miktarlarının karşılaştırılması görülmektedir.

Çalışmada kullanılan modelden elde edilen değerlerin doğruluğunu göstermek amacıyla yakın enlem derecesinde yer alan bir bölge için yapılan modelleme çalışması ile ( İtalya) karşılaştırma Şekil 3’de görülmektedir. Kullanılan modelin yaz ayları için biraz daha yüksek ışınım değerleri verdiği bu şekilden görülmektedir. Ancak her iki bölgenin enlem dereceleri yakın olmakla birlikte, Şanlıurfa ilinin kurak bölgede yer alması Gela bölgesinin de deniz kıyısında olması sebebiyle bu farkın olabileceği değerlendirilmektedir.

Ülkemizde güneş ışınımının bol olduğu bölgeler seçilerek parabolik oluk tipi toplayıcının ısıl performansı incelenmiştir. Anlık çevre sıcaklığı, direkt güneş ışınımı, faydalı ısıl güç ve verim hesapları yapılarak öncelikle aylık ortalama değerler elde edilmiştir. Aylık ortalama günlük POT ısıl güç değeri ile verim değerleri de Şekil 4’ de görülmektedir. Beklenildiği gibi yaz aylarında yani güneş ışınımının bol olduğu zamanlarda

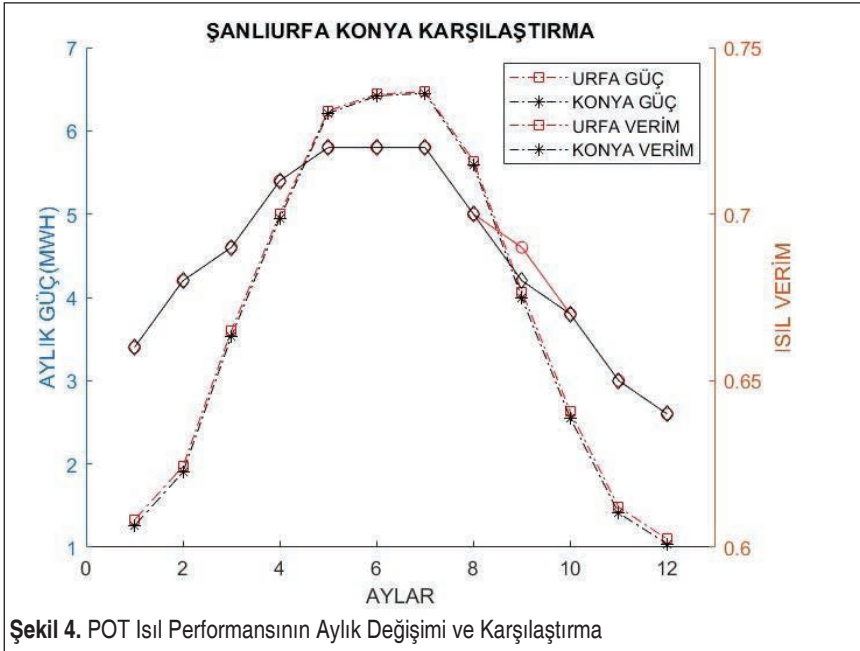
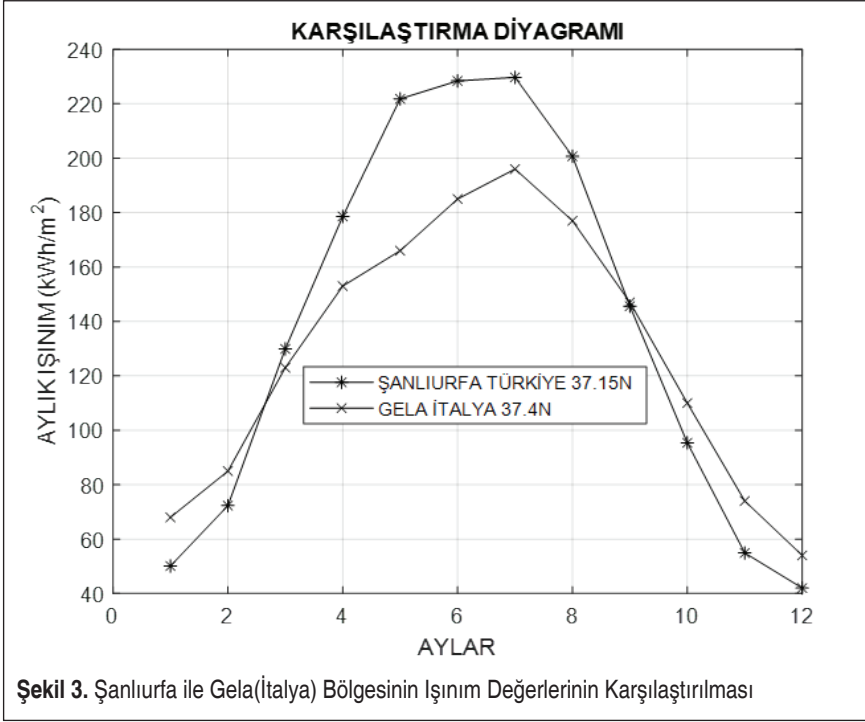


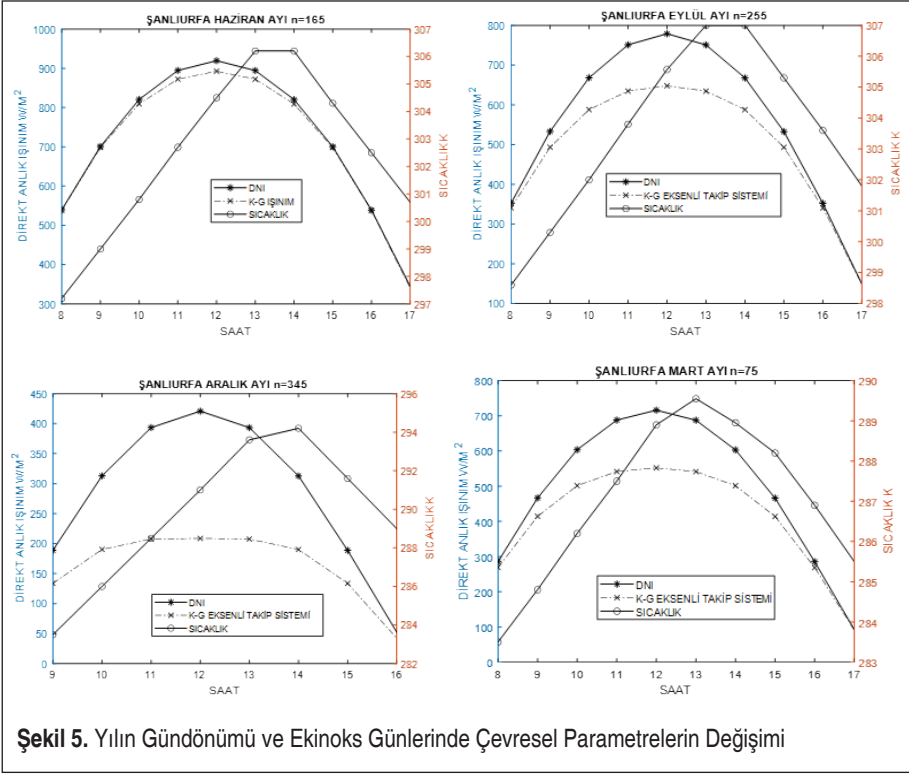


verim ve güç değerleri artmaktadır. Birbirine yakı olan iki bölgenin karşılaştırması da bu şekilden görülmektedir. Çevre sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin daha yüksek olduğu Şanlıurfa ilinde verim güç değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir.

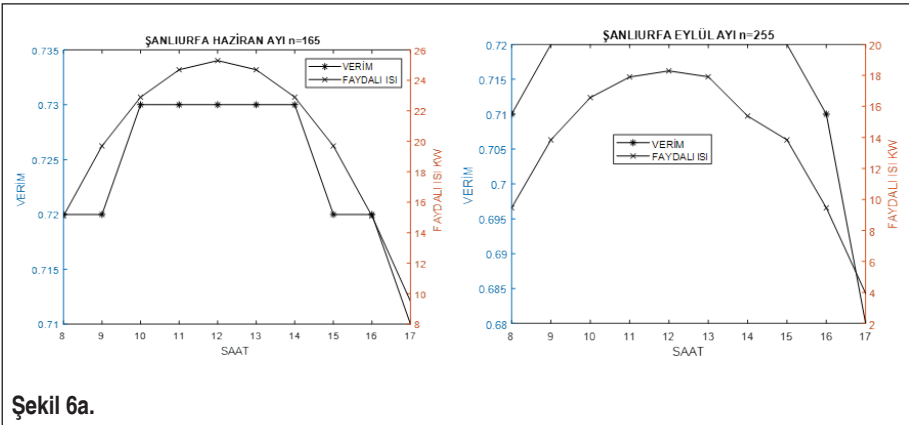
POT ısı performansının saatlik değişim değerleri ise yılın ekinoks ve gündönümü günleri için hesaplanmıştır. Seçilen günler için güneşin doğuşundan itibaren saatlik değerler hesaplanmış ve diyagramlar şeklinde verilmiştir. Şekil 5’ de saatlik; çevre sıcaklığı, anlık yatay düzleme gelen direkt ışıınım ve kuzey-güney eksenli takip sistemli birim düzleme gelen ışıınım değerlerinin değişimi görülmektedir. Şekil 6’da ise yılın aynı günleri için saatlik verim ve faydalı ısı ısı değerlerinin değişimi verilmiştir.

Çalışmada güneş ışıınımı yüksek olan, İç Anadolu ve Güney-Doğu Anadolu bölgesinde yer alan iki ayrı şehir için “case study” çalışması yapılmıştır. Güneş ışıınımı değerleri birbirine yakın olan bu iki bölgenin çevre sıcaklık değerleri farklıdır. Çevresel şartların ısı performansına etkisi Tablo 2’de görülmektedir. Işıınım şiddeti ve çevre sıcaklığının yüksek olduğu bölgede bir miktar daha fazla ısı güç elde edilmektedir. Yıllık bazda değerlendirildiğinde %2 civarında daha fazla ısı güç üretildiği görülmektedir.



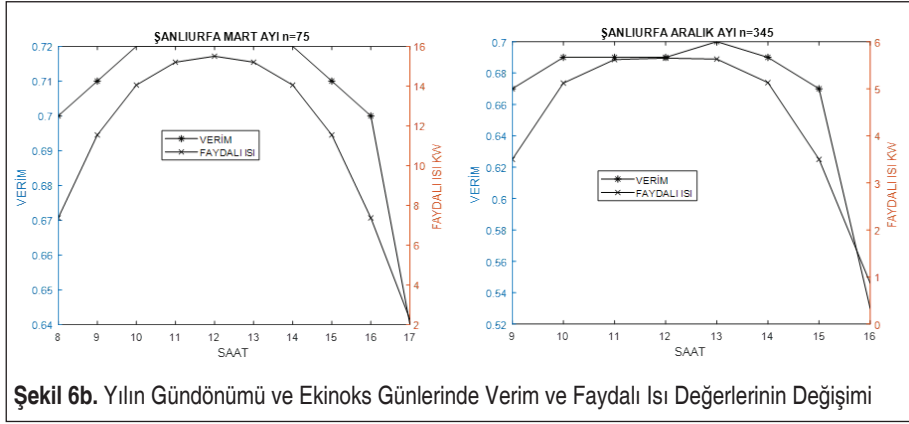


Şekil 5. Yılın Gündönümü ve Ekinoks Günlerinde Çevresel Parametrelerin Değişimi



Şekil 6a.





**Table 2.** İki Farklı Bölgenin Isıl Performans Değerlerinin Karşılaştırılması

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	YILLIK
Verim Şanlıurfa	0.66	0.68	0.69	0.71	0.72	0.72	0.72	0.70	0.69	0.67	0.65	0.65	0.69
Verim Konya	0.66	0.68	0.69	0.71	0.72	0.72	0.72	0.70	0.68	0.67	0.65	0.64	0.68
Isıl Güç (MWh) Şanlıurfa	1.33	1.97	3.61	5.01	6.24	6.44	6.47	5.64	4.07	2.63	1.48	1.11	46.0
Isıl Güç (MWh) Konya	1.26	1.90	3.53	4.95	6.21	6.42	6.45	5.59	3.99	2.55	1.41	1.04	45.3

### 3. SONUÇ VE TARTIŞMA

Güneş enerjisi ısıl uygulamalarında ön plana çıkan, güneşten buhar üretimi ve soğutma sistemlerinde kullanılan parabolik oluk tipi toplayıcılar güneş takip sistemi ile kullanılmaktadırlar. Takip ekseninin doğru tespit edilmesi önemlidir. Yapılan bu çalışmada K-G ve D-B eksenli yerleştirme durumunda yüzeye gelen anlık direkt güneş ışınımı miktarları hesaplanmış ve karşılaştırması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, K-G eksenli yerleştirme durumunda daha fazla ışınım enerjisi yüzeye geldiği görülmüştür. Kış aylarında D-B eksenli takip sistemli yüzeylere gelen ışınım bir miktar daha fazla olmakla birlikte, yıllık olarak K-G eksenli yüzeye 1649 kW/m<sup>2</sup> ışınım enerjisi gelirken, D-B eksenli yüzeye 1540 kW/m<sup>2</sup> ışınım enerjisi geldiği hesaplanmıştır. Direkt güneş ışınımı hesabı için kullanılan DPP modeli ile Şanlıurfa bölgesi için elde edilen değerlerin, başka bir model kullanılarak İtalya'nın Gela bölgesi için yapılan hesaplamalarda elde edilen değerlerle yakın olduğu bulunmuştur.



Aylık ısı güç ve verim değerleri incelendiğinde Nisan-Ağustos aylarının en yüksek verimle en fazla ısı gücünü elde edildiği zaman aralığı olduğu görülmektedir. Bu aylarda soğutma ihtiyacının da arttığı bilinmektedir. Dolayısıyla POT sistemlerinin güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemleri için çok uygun olduğu sonucuna varmak mümkündür.

Yatay birim düzleme gelen direkt güneş ışınımı ile K-G eksenli birim düzleme gelen güneş ışınımını yılın dört farklı gününde saatlik değişimleri incelenmiştir. Kış aylarında güneş geliş açısına bağlı olarak takip sistemli birim yüzeye gelen ışınımın, yatay düzleme gelen ışınımından düşük değerlerde olduğu bulunmuştur. Yaz aylarında iki değer arasındaki makasın azaldığı ve her iki değer birbirine oldukça yaklaştığı belirlenmiştir.

Bu çalışmada elde edilen bir diğer önemli sonuç ise çevre sıcaklığının ısı verim ve dolayısıyla da ısı güç değeri üzerindeki etkisidir. Artan çevre sıcaklığı ısı kayıpları azalttığı için ısı veriminin artmasına sebep olmaktadır. Konya ve Şanlıurfa için yapılan hesaplamalar da bu etki açık olarak görülmektedir. Daha sıcak çevre sıcaklığının görüldüğü Şanlıurfa ilinde üretilen güç ve verim değerlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla bu sistemlerin çevresel faktörlerden çevre sıcaklığı ve ışınım şiddetinin yüksek olduğu bölgelere kurulması uygun olacaktır. Diğer taraftan bir diğer çevresel faktör olan rüzgar hızının ise güç ve verim değerlerini düşürdüğü görülmüştür. Dolayısıyla hakim rüzgar hızlarının düşük olduğu bölgelerin seçilmesine dikkat edilmesi gerekir.

## KAYNAKÇA

1. **Yiğit A., Arslanoğlu N.** (2021). Anlık ışınım şiddeti ve çevresel faktörlere bağlı optimum PV panel açısı, verim ve güç üretiminin incelenmesi. *Uludağ University Journal of the Faculty of Engineering*, 26, 301-313.
2. **Yiğit A., Arslanoğlu N.** (2021). Parabolik oluk tipi güneş kolektörlerinin ısı analizi ve parametrik incelenmesi. *Uludağ University Journal of the Faculty of Engineering*, 26, 777-786.
3. **Behar O., Khellaf A., Mohammedi K.** (2015). Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate- The case of direct irradiance. *Energy Conversion and Management* 98, 236-251.
4. **Desideri U., Campana P. E.** (2014). Analysis and comparison between a concentrating solar and photovoltaic power plant. *Applied Energy*, 113, 422-433.
5. **Akba T., Baker D., Yazıcıoğlu A. G.** (2020). Modeling, transient simulations and parametric studies of parabolic trough collectors with thermal energy storage. *Solar Energy*, 199, 497-509.



6. **Mouaky A., Merrouni A. A., Laadel N. E., Bennouna E. G.** (2019). Simulation and experimental validation of a parabolic trough plant for solar thermal applications under the semi-arid climate conditions, *Solar Energy*, 194, 969-985.
7. **Bellos E., Tzivanidis C., Belessiotis V.** (2017). Daily performance of parabolic trough solar collectors. *Solar Energy*, 158, 663-678.
8. **Fasquelle T., Q. Falcoz, P. Neveu, F. Lecat, G.** (2017). Flamant, A thermal model to predict the dynamic performances of parabolic trough lines. *Energy*, 141, 1187-1203.
9. **Rathod N., Bella A. L., Puleo, G., Scattolini R., Rossetti A., Sandroni C.** (2019). Modelling and predictive control of a solar cooling plant with flexible configuration. *Journal of Process Control*, 76, 74-86.
10. **Duffie J.A., Beckman, W.A.** (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes Solar Engineering*, fourth ed.
11. **Kalogirou S. A.** (2012). A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, 48, 298-306.
12. **Peiro G., Gasia J., Miro L., Prieto C., Cabeza L.F.** (2017). Influence of the heat transfer fluid in a CSP plant molten salts charging process. *Renewable Energy*, 113, 148-158.
13. **Evangelos B., Christos T., Kimon A. Antonopoulos, K.A.** (2017). A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, 114, 374-386.
14. **Evangelos B., Tzivanidis C., Belessiotis V.** (2017). Daily performance of parabolic trough solar collectors *Solar Energy*, 158, 663-678.



# Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Aşınma Davranışlarının İncelenmesi

Elif Tuğçe Yalnız<sup>1</sup>, Tezcan Şekercioğlu<sup>2</sup>, Ahmet Can Yıldız<sup>3\*</sup>

## ÖZ

Polimerik kaplamalar farklı malzemelere uygulanabilirliği, maliyeti ve etkinliği açısından diğer kaplama tekniklerine göre üstünlüğü bulunmaktadır. Epoksi esaslı polimerik kaplamaların yüksek aşınma ve korozyon direncine, iyi bir kimyasal ve termal kararlılığa, özellikle çok iyi yapıştırıcı özelliğine sahip olması nedeniyle otomotiv, imalat, inşaat, elektronik gibi endüstrilerde kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu çalışmada, ASTM G99-17 standardına uygun olarak 5, 10 ve 15 N yük ve 300, 600, 900 s sürelerde çelik disk numunelere uygulanan epoksi kaplamaların aşınma davranışı incelenmiştir. Sürtünme katsayıları deneysel olarak belirlenmiştir. Alüminyum dolgulu Epoksi 1'e kıyasla mineral dolgulu Epoksi 2, artan aşınma sürelerinde ve yüklerde daha iyi performans göstermiştir. Epoksi 1 kaplamalarda %10 bor karbür (B<sub>4</sub>C) katkısının uzun aşınma sürelerinde olumlu etkisinin olduğu, %20 B<sub>4</sub>C katkısının ise fiziksel yapıyı bozduğu, dolayısıyla aşınma direncini düşürdüğü görülmüştür. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, uzun aşınma sürelerinde ve artan yüklerde en az kütle kaybeden mineral dolgulu Epoksi 2 olmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Epoksi kaplama, aşınma direnci, pim-disk aşınma

## Investigation of Wear Behaviour of Epoxy-Based Polymeric Coatings

### ABSTRACT

Polymeric coatings have superiority over the other coating techniques in terms of applicability on different materials, cost and effectiveness. Epoxy-based polymeric coatings have become widespread application in industries such as automotive, manufacturing, construction, electronics, due to their high wear and corrosion resistance, good chemical and thermal stability, and especially very good adhesive properties. In this study, the wear behavior of epoxy coatings applied to steel disc specimens were investigated at 5, 10, and 15 N loads and 300, 600, and 900 seconds in accordance with ASTM G99-17 standard. The coefficients of friction were determined experimentally. Compared to aluminum-filled Epoxy 1, mineral-filled Epoxy 2 performed better at increased wear times and loads. It has been observed that 10% boron carbide (B<sub>4</sub>C) additive in Epoxy 1 coatings has a positive effect on long wear times, while 20% B<sub>4</sub>C additive deteriorates the physical structure, thus reducing the wear resistance. When the results obtained are evaluated, Epoxy 2 lost the least mass at long wear times and increasing loads.

**Keywords:** Epoxy coating, wear resistance, pin on disc wear

\* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 10.08.2022

Kabul/Accepted : 07.12.2022

<sup>1</sup> Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Denizli tugceyalniz@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8341-0854

<sup>2</sup> Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Denizli tsekerci@pau.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9359-8843

<sup>3</sup> Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Denizli yildizacn@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6631-414X



## EXTENDED ABSTRACT

### Introduction

Coatings are inevitably needed in many industries. Especially considering the electronic and digital age we live in, the use of electronics and their components is increasing day by day. In this regard, polymeric coatings are widely preferred, especially in the electronics and components industry. Apart from this, epoxy coatings are one of the most widely used methods in many sectors such as construction, automotive, and manufacturing, especially in repair applications. Considering the coatings, epoxy coatings have attracted the attention of many researchers due to their mechanical properties, cost, corrosion and wear resistance. Enhancements in distinct properties can be achieved by adding various particles to epoxy coatings. Since this situation attracted the attention of researchers, the effects of additives such as silica, alumina, graphite, titanium dioxide, polytetrafluoroethylene (PTFE), iron aluminate, silicon carbide, and boron carbide on the wear resistance of epoxy matrix composites were investigated.

In this study, adding 10% and 20% B<sub>4</sub>C filler by mass in order to increase the wear resistance of two basic epoxy-based polymeric coatings, wear tests has been conducted with regard to wear behavior of coatings were investigated at 300, 600 and 900 s wear times and three different loads of 5,10,15 N respectively.

### Materials and Method

In this study, a total of 4 different epoxy-based polymeric coatings, namely Epoxy 1, Epoxy 2, Epoxy 3, and Epoxy 4, were experimentally investigated. Denoted by aluminium-filled Epoxy 1 and mineral-filled Epoxy 2, 10% and 20% by mass of B<sub>4</sub>C were added for Epoxy 3 and Epoxy 4, respectively. Steel discs are epoxy coated with plastic moulds. All specimens were left for a minimum of 48 hours at room temperature for curing. Wear tests of steel disc specimens prepared with epoxy-based polymeric coating were carried out in a pin-disc test setup. Wear tests were carried out in accordance with ASTM G99-17 standard, with a disc-pin test setup. The test specimens were worn under 5 N, 10 N, and 15 N loads for 300 s, 600 s, and 900 s. In addition, experiments were carried out for Epoxy 2 under a load of 30 N. The rotation speed was kept constant at 60 min<sup>-1</sup> in all experiments. At least 3 specimens were used for each test parameter and the mass losses before and after the experiment were measured on a precision balance with an accuracy of 0.0001 g. After each experiment, the spherical tip on the pinned specimen was changed and the experiment was repeated. After the experiment, the surface was cleaned with alcohol again. Thus, the particles that emerged because of wear were removed from the disc specimen. The weights of the disc specimens were measured before and after the experiment. As a result of these measurements, the amount of wear due to the weight difference was recorded.

### Results and Discussion

It has been observed that Epoxy 1 material wears approximately 2 times more than Epoxy 2 material in 300 s wear time for 5 N load. It is seen that the amount of wear increases as the wear time increases for epoxy 1 under constant load. Epoxy 2, on the other hand, is highly resistant to wear. Approximately the same amount of mass was lost under constant load and increasing times. Experiments were carried out for 4 different epoxies at 10 N and variable time conditions. The wear amount of the epoxy 1 material increased as the wear time increased under constant load. Epoxy 2 was the least wearing epoxy compared to all other coatings. Epoxy 2 lost approximately the same amount of mass at 300 s and 600 s. In the 900 s wear time, a 94% increase was observed in the amount of wear. Epoxy 3 material showed similar results to Epoxy 1, with an increase in mass loss with increasing wear time. The most mass loss was seen in Epoxy 4. Epoxy 4 material lost about 5,6 times more mass in 900 s than Epoxy 2, which wore the least. When all these data were evaluated, it was concluded that the 10% B<sub>4</sub>C additive by mass had a positive effect on the wear resistance, but the 20% B<sub>4</sub>C additive by mass had a negative effect on the wear resistance since it significantly increased the surface roughness. When the test results are evaluated under 15 N and variable time conditions, Epoxy 2 material wears 3 times less in 300 s compared to Epoxy 1. In 900 s, this rate increases up to 10 times. It can be said that the increased time for Epoxy 2 has no effect on mass loss.

### Conclusion

When the data obtained from the experiments were evaluated, it was concluded that epoxy coatings are highly resistant to wear and are advantageous for long-lasting use because they are worn in very small amounts. When the wear test findings were examined, it was concluded that the most resistant material against wear was Epoxy 2. 10% B<sub>4</sub>C powder additive had a positive effect on Epoxy 1. It can be used as an alternative on surfaces that will be exposed to wear for a long time.

## 1. GİRİŞ

Kaplamalara pek çok sektörde kaçınılmaz olarak ihtiyaç duyulmaktadır. Kaplama tekniklerinden biri olarak polimerik kaplamalar, farklı malzemelere uygulanabilirliği, efektif olması ve düşük maliyete sahip olması nedeniyle ilgi çekmektedir. Özellikle yaşadığımız elektronik ve dijital çağ düşünüldüğünde, elektroniklerin ve bileşenlerinin kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Bu hususta polimerik kaplamaların yüksek korozyon ve aşınma direnci, iyi kimyasal ve termal kararlılık göstermesi, yüzeye çok iyi yapışma özelliği gibi niteliklere sahip olması nedeniyle özellikle elektronik ve bileşenleri endüstrisinde yaygın olarak tercih edilmektedir. Bunun dışında örneğin inşaat, otomotiv, imalat gibi birçok sektörde özellikle tamirat uygulamalarında epoksi kaplamalar en yaygın kullanılan yöntemlerden birisidir. Polimerik kaplamalar göz önüne alındığında, epoksi kaplamalar mekanik özellikleri, korozyon direnci ve aşınma davranışı açısından pek çok araştırmacının dikkatini çekmiştir. Symonds ve Mellor açık denizde kullanılan su enjektör borularında epoksi esaslı polimerik kaplamaların korozyona karşı dayanımını incelemiştir [1]. Kaplamaların aşınma, korozyon gibi dayanım özelliklerini iyileştirmek ve farklı özellikler kazandırmak amacıyla çeşitli parçacıkların eklenmesi yaygın kullanılan bir tekniktir, Xu ve Mellor alümina katkılı epoksi ve termoset polimerik kaplamalarında, farklı yükler altında aşınma dayanımını değerlendirmiştir [2]. Epoksi matrisli kompozitlerde silika [3, 4], alümina [5], grafit [6], titanyum dioksit [7], politetrafloroetilen (PTFE) [8, 9], demir aluminat [10], silisyum karbür [11] ve bor karbür [12] gibi parçacık katkılarının aşınma dayanımına etkisi araştırılmıştır. Bello ve Wood dolgulu ve dolgunsuz termoplastik kaplamaların modifiye edilmiş pim-disk deney düzeneğinde tribolojik performansını değerlendirmişlerdir. Dolgu şeklinin, boyutunun ve tipinin kaplamaların aşınma direnci üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Dolgu çekme, dolgu kırılması ve zayıf aşınma direnci gibi faktörler dolgu maddelerinin yük taşıma elemanları olarak görev yapmadaki yetersizliği nedeniyle, dolgulu kaplamaların bazılarının zayıf aşınma direncinden dolgu maddesinin sorumlu olduğu ortaya konmuştur [13]. Basavarajappa ve Ellangovan, cam-epoksi içeren dolgularla mükemmel aşınma direnci elde edilmiştir [14]. Ayrıca grafen ve sıvı yağlayıcı takviyeli epoksi kompozitlerde en düşük sürtünme katsayısı ve en iyi aşınma ömrü elde edilmiştir [15]. Ancak, tüm dolguların aşınma direncini artırmaya yardımcı olmadığı ve daha düşük partikül boyutuna sahip dolgu maddelerinin malzemede süreksizliklere neden olarak, epoksi kaplamanın aşınma direncini olumsuz yönde etkilediği durumlar da literatürde mevcuttur [16]. Tahir ve diğ., karbon-epoksi kompozitlerde kayma mesafesi ve sıcaklığın tribolojik özellikler üzerindeki etkisini incelemiştir. Aşınma hızı biraz artmasına rağmen, kayma mesafesi ile sürtünme katsayısı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı tespit etmişlerdir [17]. Bununla birlikte, çalışma sıcaklığı kritik bir sınırı aştığında hem sürtünme katsayısı hem de aşınma oranı, kayma mesafesi ile



hızla artmıştır. Ayrıca sürtünme katsayısının düşen sıcaklıkla birlikte önemli oranda azaldığı ortaya konmuştur [18]. Aviles ve diğ., yumuşak çeliklerde tek katmanlı ve çift katmanlı epoksi kaplamaların tribolojik performansını incelemiştir [19]. Grafen dolgulu epoksi kaplama, yalnızca epoksi kullanılan kaplamaya göre sürtünme katsayısı açısından %60 azalma meydana gelmiştir, dolayısıyla aşınma büyük oranda önlenmiştir. Taşyürek ve Düzcükoğlu tarafından yapılan çalışmada epoksi reçineye B<sub>4</sub>C partiküllerinin eklenmesinin kuru kayma aşınma davranışı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Tribolojik özelliklere en çok etki eden parametre B<sub>4</sub>C oranı olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak epoksi reçineye B<sub>4</sub>C takviyesinin eklenmesiyle aşınma direncinin artırılması sağlanmıştır [20]. Yalnız, çeşitli dolgu malzemelerine sahip epoksi esaslı polimerik kaplamalarda B<sub>4</sub>C partikül katkısının aşınma dayanımına etkisini incelemiştir [21]. Nanopartiküller ve nanoteknolojinin daha ulaşılabilir olması ve bu nedenle yaygınlaşması sonucunda, kaplamalarda dolgu malzemesi olarak kullanılmaları da artmaktadır. Kan ve Chang tarafından yapılan çalışmada, hibrit polimer nanokompozitlerin kayma aşınma davranışı, farklı yükleme koşulları altında ve farklı yüzey pürüzlülüğüne karşı incelenmiştir. Nanopartiküllerin ve diğer dolgu maddelerinin kombinasyonu, özellikle daha yüksek temas basınçlarında hem pürüzlü hem de pürüzsüz disklerle karşı düşük sürtünme ve aşınma ile sonuçlanmıştır [22]. Medabalimi ve diğ., nanopartikül katkılı kaplamaların aşınma dayanımına etkisini incelemiştir. 600 °C’de kaplanmamış çeliklere kıyasla kaplamalı çeliklerde aşınma oranının beş kat azaldığı görülmüştür. Kaplamadaki aşınma hızı sıcaklık artışı ile azalmıştır [23].

Bu çalışmada 300, 600, 900 s aşınma sürelerinde ve sırasıyla 5, 10 ,15 N üç farklı yük durumunda iki temel epoksi esaslı polimerik kaplamanın aşınma davranışları incelenmiştir. Ayrıca aşınma direncini iyileştirmek adına alüminyum dolgulu Epoksi 1 kaplamalara kütlece %10 ve %20 oranında B<sub>4</sub>C dolgu maddesi eklenmiştir. B<sub>4</sub>C bilinen en sert malzemelerden biridir. Yüksek sertlik, iyi korozyon direnci, termal ve kimyasal kararlılık gibi özelliklerinden ötürü birçok uygulama alanı bulmaktadır. Yüksek sertliğinden dolayı yüksek aşınma direncine de sahiptir. Bu nedenle aşındırıcı toz olarak ve elektronik parçalarda koruyucu kaplama olarak kullanılmaktadır.

## 2. MALZEME ve YÖNTEM

### 2.1 Malzeme Özellikleri

Bu çalışmada Epoksi 1, Epoksi 2, Epoksi 3 ve Epoksi 4 olmak üzere toplamda 4 farklı epoksi esaslı polimerik kaplama deneysel olarak incelenmiştir. Alüminyum dolgulu Epoksi 1 ve mineral dolgulu Epoksi 2 için teknik özellikler Tablo 1’de verilmiştir [24, 25]. Epoksi 3 ve Epoksi 4 için sırasıyla kütlece %10 ve %20 oranında B<sub>4</sub>C eklenmiştir.

**Tablo 1.** Epoksi 1 ve Epoksi 2'nin Teknik Özellikleri

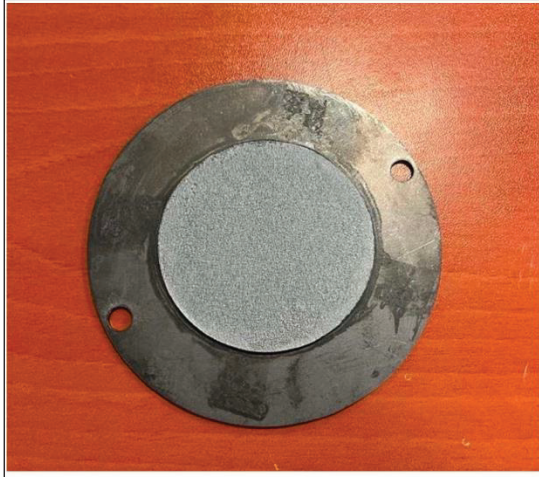
Teknik Özellik	Epoksi 1	Epoksi 2
Viskozite (mPa.s)	880000	560000
Basma Mukavemeti (MPa)	61	115
Çekme Mukavemeti (MPa)	20	29
Eğilme Mukavemeti (MPa)	37	39
Shore Sertliği	84	89
Büzülme (%)	0.02	0.04
Camsı Geçiş Sıcaklığı (°)	56.9	53.5
Dayanım Sıcaklık Aralığı (°)	-35 ile 120	-35 ile 120
Isı İletkenliği (W/m.K)	1.39	1.1

## 2.2 Aşınma Deneyi

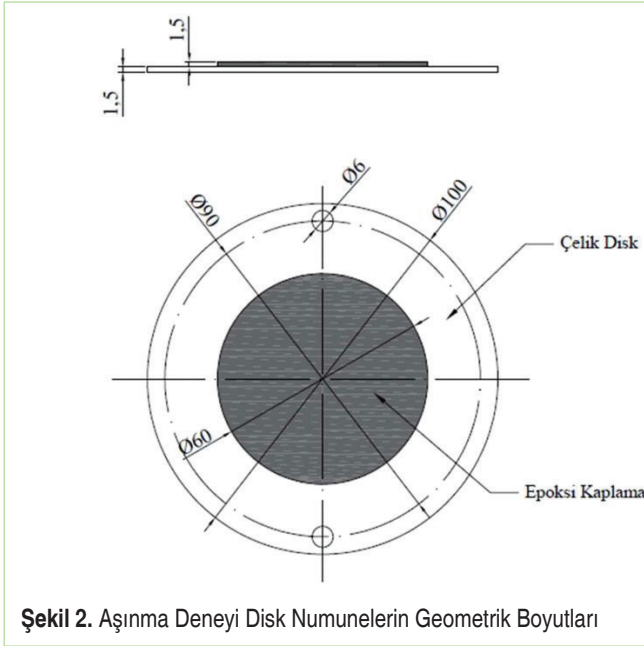
Hazırlanan çelik diskler öncelikle alkol ile temizlenmiştir. Sonrasında yüzeyine epoksinin kaplanacağı sınırı belirleyen, plastik malzemeden bir kalıp yerleştirilmiştir. Epoksi malzeme ise reçetede belirtildiği gibi sertleştiricisi ve reçine uygun oranlarda karıştırılarak hazırlanmıştır. Bütün numuneler kürleşme için oda sıcaklığında minimum 48 saat bekletilmiştir. Kürleşme sonrasında aşınma deneylerine hazır hale gelmiştir. Aşınma deneyleri için hazırlanan disk numuneleri Şekil 1'de gösterilmiştir. Epoksi esaslı polimerik kaplama ile hazırlanan çelik disk numunelerin, pim-disk deney düzeneğinde aşındırma testleri gerçekleştirilmiştir. Aşındırma deneyleri, ASTM G99-17 standardına uygun olarak, disk-pim deney düzeneği ile gerçekleştirilmiştir [26]. Deneylerde kullanılmak üzere 100 mm çapındaki çelik disk üzerine 60 mm çapında epoksi malzeme 1.5 mm kalınlığında kaplanarak Şekil 2'de görüldüğü gibi deney numuneleri oluşturulmuştur. Bilye tutucu ise içi boş olarak tasarlanmıştır. İçerisine 10 mm çapında çelik bilye yerleştirilerek cıvata ile sabitlenmiştir. Çelik bilye, deneyler sırasında düzenli olarak değiştirilmiştir. Şekil 3'te şematik resminde Şekil 4'te deneysel kurulumda görüldüğü gibi küresel uç yerleştirilmiş bir pim ile aşındırılmıştır. Deney numuneleri, 5 N, 10 N ve 15 N yük altında, 300 s, 600 s, 900 s sürelerde aşındırılmıştır. Ek olarak Epoksi 2 için 30 N yük altında deneyler yapılmıştır. Dönme hızı tüm deneylerde 60 min<sup>-1</sup> olarak sabit tutulmuştur. Her deney parametresi için en az 3 numune kullanılmış olup 0.0001 g hassasiyetli hassas terazi ile deney öncesi ve sonrası kütle ölçümü yapılarak kütle kayıpları tespit edilmiştir. Deney parametreleri Tablo 2'de gösterilmektedir.

Deney sırasında sürtünme katsayısındaki değişim deney düzeneğine bağlı bir bil-



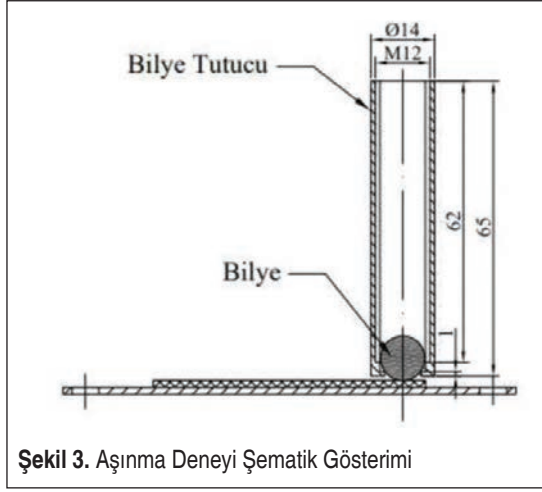


**Şekil 1.** Aşınma Deneyi İçin Epoksi Kaplanmış Disk Numuneleri



**Şekil 2.** Aşınma Deneyi Disk Numunelerin Geometrik Boyutları

gisayar programı yardımıyla kaydedilmiştir. Her deneyden sonra pim numunesinin üzerindeki küresel uç, deney numunesini daha fazla aşındırmasını önlemek için değiştirilerek deney tekrarlanmıştır. Deney sonrasında disk yüzeyinin tamamı tekrar alkolle temizlenmiştir. Böylelikle aşınma sonucu ortaya çıkan tanecikler disk numunesi



Şekil 3. Aşınma Deneyi Şematik Gösterimi

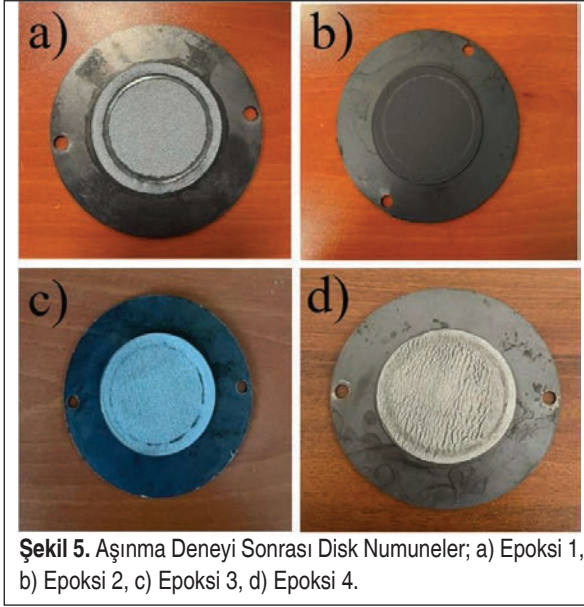


Şekil 4. Pim-Disk Deney Düzeneği

üzerinden uzaklaştırılmıştır. Deney öncesi ve sonrasında disk numunelerin ağırlıkları ölçülerek aralarındaki fark, aşınma miktarı olarak kaydedilmiştir. Bu ölçümler sonucu ağırlık farkı dolayısıyla aşınma miktarı kaydedilmiştir. Deney sonrası aşınan epoksi numuneler Şekil 5'te gösterilmiştir.

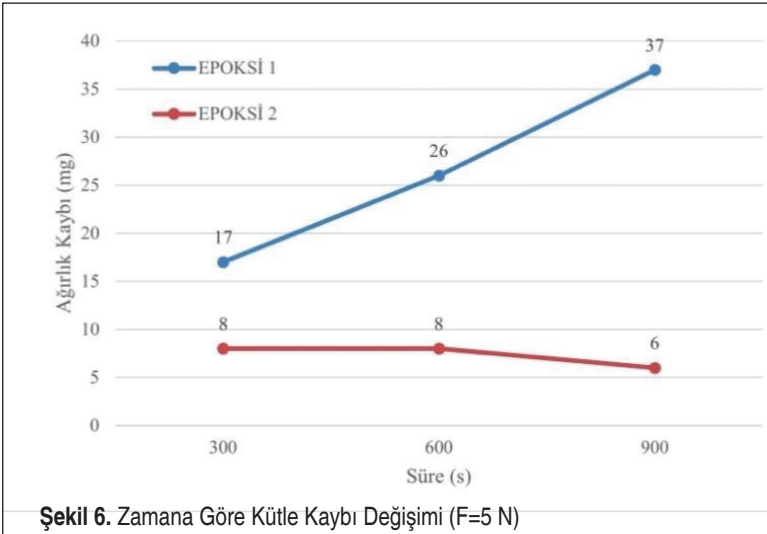
**Tablo 2.** Aşınma Deneyi Parametreleri

Deney NO	Kuvvet (N)	Aşınma Süresi (s)	Epoksi
1-3	5	300	1
4-6	5	600	1
7-9	5	900	1
10-12	10	300	1
13-15	10	600	1
16-18	10	900	1
19-21	15	300	1
22-24	15	600	1
25-27	15	900	1
28-30	5	300	2
31-33	5	600	2
34-36	5	900	2
37-39	10	300	2
40-42	10	600	2
43-45	10	900	2
46-48	15	300	2
49-51	15	600	2
52-54	15	900	2
55-57	30	300	2
58-60	30	600	2
61-63	30	900	2
64-66	10	300	3
67-69	10	600	3
70-72	10	900	3
74-75	10	300	4
76-78	10	600	4
79-81	10	900	4



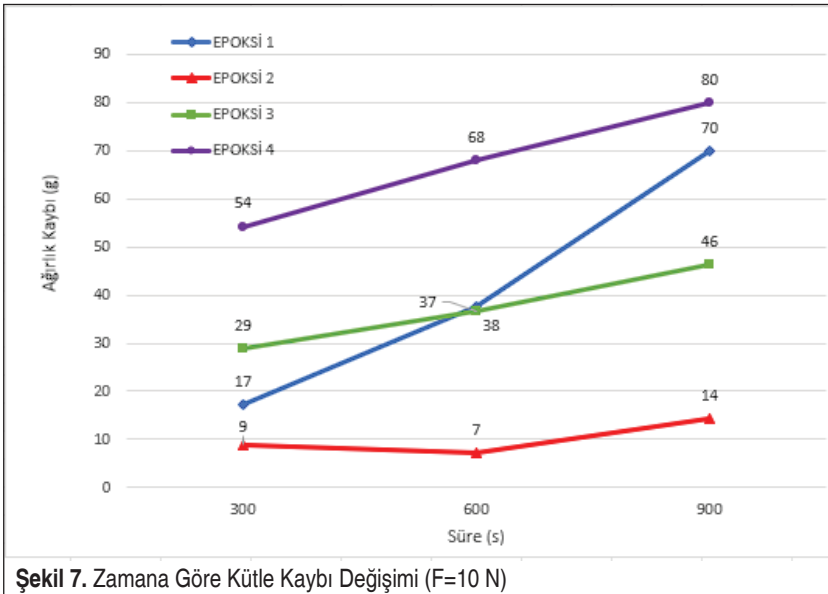
### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

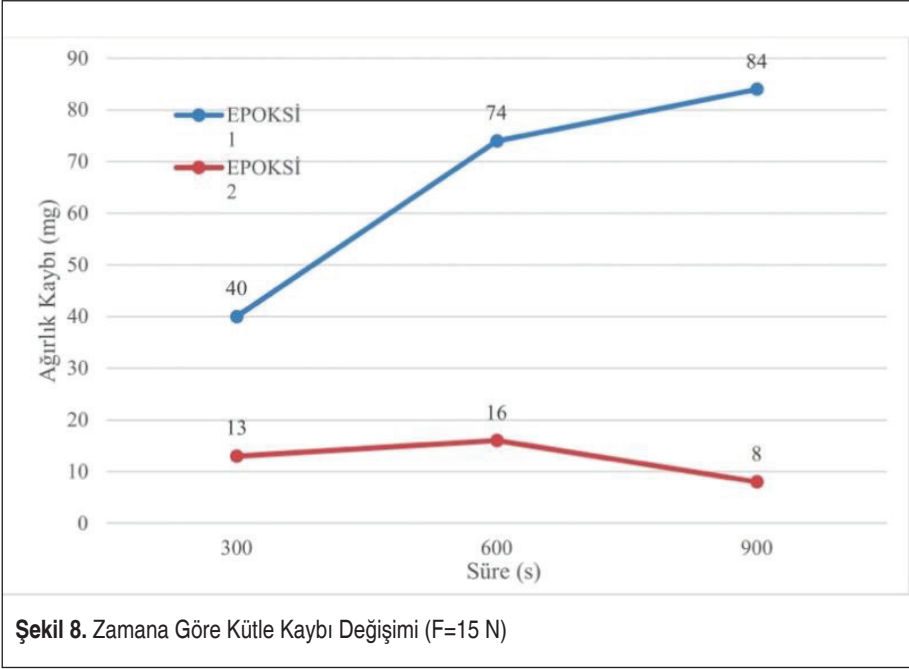
5 N'luk için deney sonuçları değerlendirildiğinde, Epoksi 1 malzemesinin 300 s aşınma süresinde Epoksi 2 malzemesine göre yaklaşık 2 kat daha fazla aşındığı görülmüştür. Epoksi 1 için sabit yük altında aşınma süresi arttıkça aşınma miktarının arttığı görülmektedir. Aşınma süresi 2 kat arttığında aşınma miktarı yaklaşık %50, aşınma



süresi 3 kat arttığına ise yaklaşık %118 olmuştur. Epoksi 2 ise aşınmaya karşı oldukça dirençlidir. Sabit yük altında ve artan sürelerde yaklaşık aynı miktarda kütle kaybı olmuştur. Sabit yük altında aşınma süresinin artmasının aşınma miktarı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı görülmektedir. 5 N'lük yük için zamana göre kütle kaybı Şekil 6'da gösterilmektedir.

10 N kuvvet ve değişken süre koşullarında 4 farklı epoksi için deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler sonucu elde edilen veriler Şekil 7'de gösterilmektedir. Sabit yük altında aşınma süresi arttıkça, Epoksi 1 malzemesinin aşınma miktarı, artmıştır. Epoksi 2 ise, diğer tüm kaplamalara göre en az aşınan epoksi olmuştur. Epoksi 2, 300 s ve 600 s sürelerde yaklaşık aynı miktarda kütle kaybetmiştir. 900 s aşınma süresinde ise aşınma miktarında %75 artış görülmüştür. Epoksi 3 malzemesi Epoksi 1 ile benzer sonuçlar göstermiştir ve artan aşınma süresinde kütle kaybı artışı olmuştur. Epoksi 3 malzemesi, 300 s sürede Epoksi 1'e kıyasla %68 daha fazla kütle kaybetmesine karşın uzun aşınma süresinde Epoksi 1'e kıyasla %50 daha az aşınma olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak %10 B<sub>4</sub>C partikül katkısının epoksi kaplamanın yüzeyinde pürüzlülük oluşturması, ilk aşınma aşamasında bu pürüzlerin aşınarak kütle kaybının fazla meydana geldiği sonrasında kaplamanın aşınmaya daha fazla direnç gösterdiği kanaatine varılmıştır. Ancak, %10 B<sub>4</sub>C katkılı Epoksi 3, Epoksi 2'ye kıyasla aşınmaya daha az dirençlidir. En çok kütle kaybı Epoksi 4'te görülmüştür. %20 B<sub>4</sub>C katkılı Epoksi 4 kaplandıktan sonra yüzeyinde fazlaca pürüz oluşması sebebiyle aşınma direncine olumsuz bir etkisi olmuştur. Epoksi 4 malzemesi en az aşınan Epoksi 2'ye göre 900 s aşınma süresinde yaklaşık 5.6 kat daha fazla kütle kaybetmiştir.

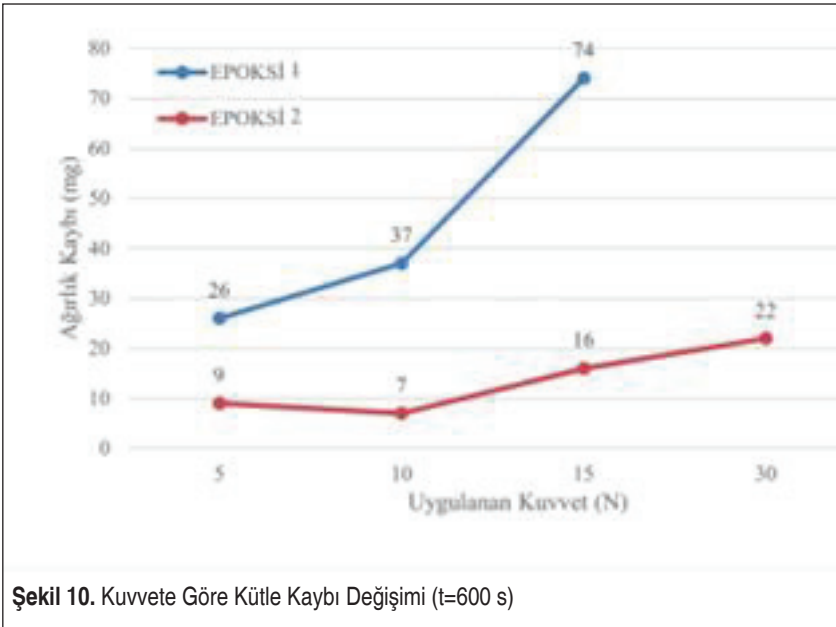
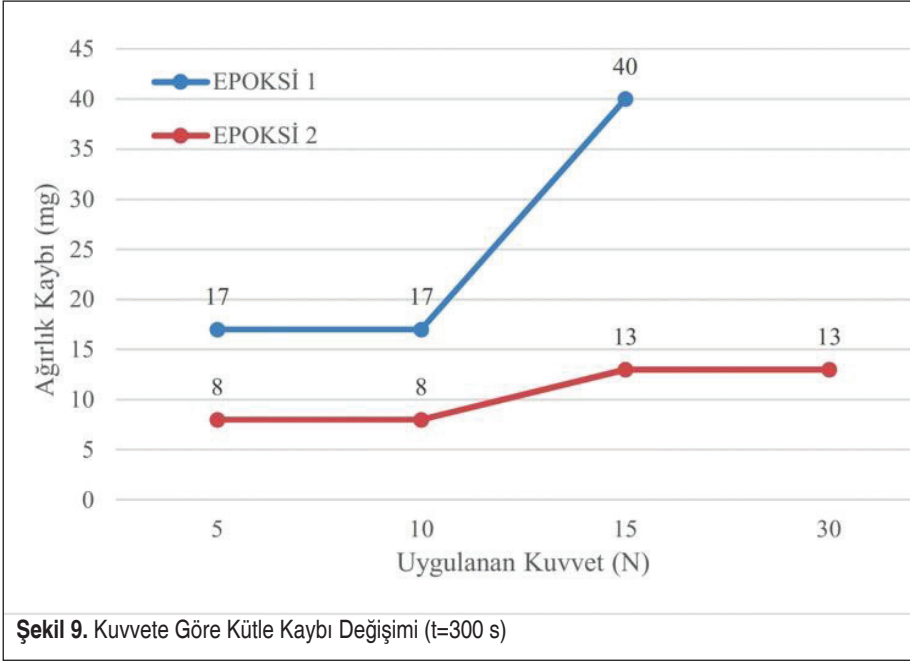




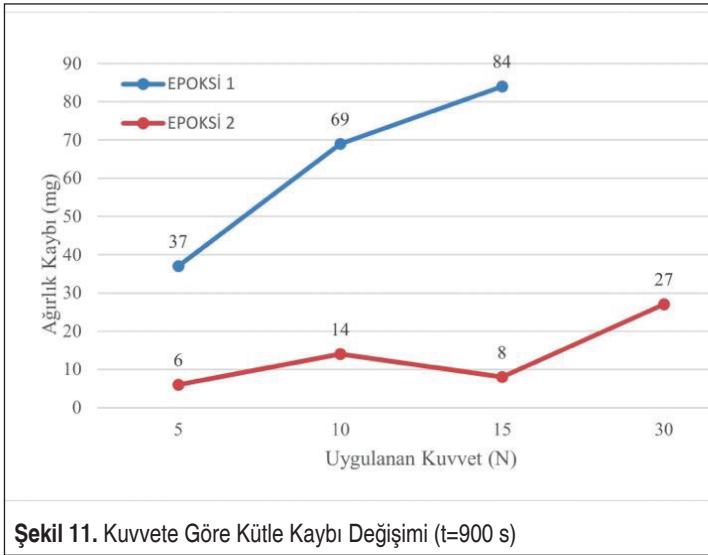
Aşınma süresinin artması ile aşınma miktarında da artış ilişkisi incelendiğinde, kütle kaybında en çok değişim olan malzeme Epoksi 1 olarak görülmüştür. Epoksi 1 malzemesi 900 s sürede, 300 s süreye göre yaklaşık 2.4 kat fazla kütle kaybetmiştir. Aynı durumda bu artış Epoksi 2 ve Epoksi 3 için yaklaşık 1.6 kat, Epoksi 4 için ise yaklaşık 1.5 kat olmuştur. Tüm bu veriler değerlendirildiğinde, kütlece %10 B<sub>4</sub>C katkısının aşınma direnci üzerinde pozitif bir etkisinin olduğunu, ancak kütlece %20 B<sub>4</sub>C katkısının yüzey pürüzlülüğünü ciddi biçimde arttırdığından dolayı aşınma direncine olumsuz etkisi olduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 8'e göre 15 N yük ve değişken süre koşullarında deney sonuçları değerlendirildiğinde, Epoksi 2 malzemesi Epoksi 1'e göre 300 s sürede 3 kat daha az aşınmıştır. 900 s sürede ise bu oran 10 kata kadar çıkmaktadır. Epoksi 1 malzemesi artan aşınma süresinde daha fazla kütle kaybetmiştir, aşınma süresinin 3 kat artması ile aşınma miktarı yaklaşık 2 kat artmıştır. Epoksi 2 malzemesi Epoksi 1 malzemesine göre aşınmaya karşı oldukça dirençlidir ve artan aşınma süresinde kütle kaybında yaklaşık %50 düşüş görülmüştür. Aşınma miktarı çok az olduğu için bu düşüş göz ardı edilebilecek seviyededir, Epoksi 2 için artan sürenin kütle kaybına etkisinin olmadığı söylenebilir.

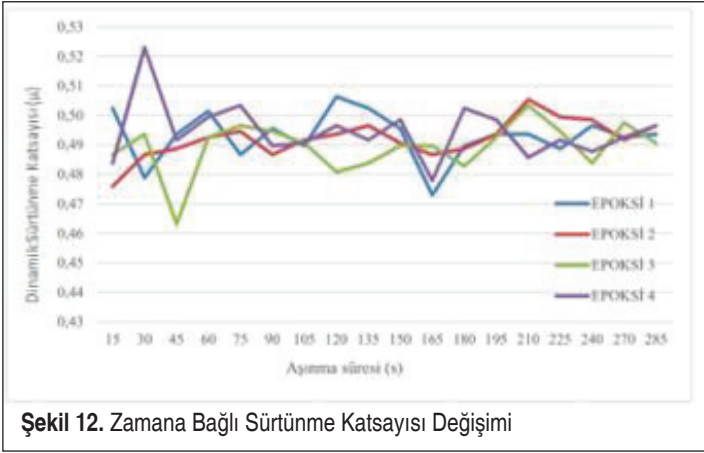
Epoksi 2 tüm deney şartlarında en az kütle kaybeden malzeme olduğu için ek olarak F = 30 N yük altında da deneyler gerçekleştirilmiştir. 300 s sabit sürede uygulanan kuvvete göre gerçekleşen kütle kaybı değişimi ise Şekil 9'da verilmiştir.



Aşınma zamanı 300 s için deney sonuçları değerlendirildiğinde, 5 N ve 10 N uygulanan kuvvetin aşınma miktarı üzerinde etkisinin her iki epoksi içinde yaklaşık aynı olduğu, ancak 15 N uygulanan kuvvette belirgin bir artış olduğu gözlenmiştir. Bu artış Epoksi 1 için 2.3 kat, Epoksi 2 için 1.55 kat artış olarak gerçekleşmiştir. Epoksi 2 için 30 N uygulanan durumda ise 15 N uygulanan durumla yaklaşık aynı sonuçlar elde edilmiştir. Her iki epoksi uygulanan aynı yüklere göre değerlendirildiğinde ise aynı sürede Epoksi 2'nin daha az kütle kaybettiği, böylece aşınmaya karşı daha dirençli olduğu görülmüştür. Şekil 10'da 600 s sabit süre içerisinde kuvvete göre meydana gelen aşınma miktarı verilmiştir. 600 s için deney sonuçları değerlendirildiğinde, her iki malzeme içinde aşınma miktarının kuvvet artışı ile arttığı söylenebilir. Epoksi 1, 5 N yük altında Epoksi 2'ye göre 2.9 kat daha fazla kütle kaybetmiştir. 15 N yük altında ise bu oran 4.6 kata kadar artmıştır. Epoksi 1 malzemesi 10 N yük altında 5 N yüke göre 1.4 kat daha fazla aşınmıştır. Ancak 15 N yük ile kıyasarsa bu değişim 2.85 kat olmuştur. Epoksi 2 için ise 5 N ve 10 N yük altında aşınma miktarının yaklaşık aynı olduğu, ancak 15 N yük altında kütle kaybının %75 arttığı görülmüştür. Uygulanan kuvvet 2 katına çıkarıldığında ise kütle kaybı yalnızca %34 artmıştır. Bu bulgulara göre her iki epoksi içinde 5 N ve 10 N yükün aşınma direncine etkisinin düşük olduğu, 15 N yükün ise kritik bir eşik değer olduğu söylenebilir. Şekil 11'de ise 900 s içerisinde uygulanan kuvvete göre meydana gelen aşınma miktarı verilmiştir. 900 s için deney sonuçları değerlendirildiğinde, 5 N yük altında Epoksi 1 malzemesinin Epoksi 2'ye göre 5.6 kat fazla aşındığı görülmektedir. Bu değer 15 N yük altında yaklaşık 10 kat olmaktadır. Epoksi 1 malzemesinde artan yük altında artan kütle kaybı net olarak görülmüştür. Kuvvet 2 kat arttığında aşınma miktarı %86 artmıştır. Kuvvet 3 kat art-







tığında ise bu artış %124 olmuştur. Epoksi 2 için değerlendirildiğinde aşınma miktarı tüm yükler için Epoksi 1'e kıyasla oldukça düşüktür. 5 N yük ile 30 N yük karşılaştırılırsa, aynı aşınma süresinde uygulanan kuvvet 6 kat arttığında aşınma miktarı 4.4 kat artmıştır. Mineral dolgulu Epoksi 2 kaplaması yapısından dolayı diğer epoksi kaplamalara göre çok daha yüksek aşınma direnci sergilemektedir. 30 N altındaki yüklenme koşullarında aşınma davranışında kayda değer bir değişim elde edilememiştir. Bu nedenle aşınma direnci mineral katkılı Epoksi 2'ye göre daha düşük olan alüminyum katkılı Epoksi 1'e kütlece %10 ve %20 B<sub>4</sub>C partikül eklenerek aşınma direncinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. %10 B<sub>4</sub>C katkılı alüminyum dolgulu Epoksi 3 için aşınma direncinde artış sağlanırken, %20 B<sub>4</sub>C katkılı alüminyum dolgulu Epoksi 4 için pürüzlülük artışı ve fiziksel yapının bozulması nedeniyle aşınma direncinin azaldığı görülmüştür. Epoksi 3 ve Epoksi 4 için yüksek yük altında aşırı aşınma görülürken, düşük yük altında düşük aşınma meydana gelmiştir, bu nedenle kritik yük 10 N için aşınma deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Sürtünme kuvveti, temas eden iki cisim arasında oluşan ve harekete karşı koyan kuvvettir. Sürtünme katsayısı ise iki cisim arasındaki sürtünme kuvvetinin iki cisim birbirine bastırılan kuvvete oranıdır. 10 N yük altında ve 300 s aşınma süresinde test edilen numunelere ait dinamik sürtünme katsayıları ölçülmüştür. Elde edilen verilerle oluşturulan zamana bağlı sürtünme katsayısı değişim grafiği Şekil 12'de gösterilmiştir.

Ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde, Epoksi 1 için sürtünme katsayısı değeri 0.47-0.51 aralığındadır. Bu katsayı Epoksi 2 için 0.48-0.51, Epoksi 3 için 0.46-0.50 ve Epoksi 4 için 0.48-0.52 aralığında ölçülmüştür. Tüm kaplama malzemeleri için yaklaşık benzer sürtünme katsayıları elde edilmiştir. Bilye ve epoksi deney numuneleri arasındaki sürtünme katsayısının aşınma miktarına doğrudan etkisi olacağından güvenilir bir deney ortamı sağlanması açısından sürtünme katsayılarının birbirine çok



yakın değerler olması önemlidir. Bu durum, aynı sürtünme şartlarında testlerin gerçekleştirildiği sonucunu vermektedir.

#### 4. SONUÇ

Bu deneysel çalışmada, dört farklı epoksi kaplamaya ait tribolojik özellikler ASTM G99-17 standardına göre test edilmiştir. Epoksi 1 ile kaplanmış numunelere ait deney sonuçları incelendiğinde en düşük aşınma miktarı 10 N yük altında 300 s aşınma süresinde görülmüştür. En yüksek aşınma miktarı ise 15 N yük altında 900 s aşınma süresinde ölçülmüştür. Aşınma süresindeki artış, aşınma direnci üzerinde kuvvet artışına göre daha fazla etkiye neden olmuştur. Epoksi 2 ile kaplanmış numuneler diğer tüm epoksi kaplamalarla kıyaslandığında en az kütle kaybeden malzemedir. En düşük aşınma miktarı 5 N yük altında ve 900 s aşınma süresinde görülmüştür. En yüksek aşınma ise 30 N yük altında ve 900 s aşınma süresinde ölçülmüştür. Epoksi 2 üzerinde aşınma süresinin önemli bir etkisinin olmadığı ancak uygulanan yükün artmasıyla kütle kaybının arttığı görülmüştür. Epoksi 3 malzemesinde B<sub>4</sub>C katkısının uzun aşınma sürelerinde aşınma dayanımı üzerinde olumlu etkisi olmuştur. Epoksi 1'e kıyasla Epoksi 3, 900 s aşınma süresinde %50 daha az aşınmıştır. Epoksi 4 malzemesinde ise B<sub>4</sub>C katkısı epoksinin fiziksel yapısını olumsuz etkilemiştir ve uygulanmasını zorlaştırmıştır. Epoksi 4, pürüzlü bir yüzeye sahiptir ve aşınma direnci oldukça düşüktür. Bu nedenle tüm epoksilere kıyasla en çok kütle kaybeden malzeme olmuştur.

Yapılan deneylerden elde edilen veriler değerlendirildiğinde, epoksi kaplamaların aşınmaya karşı oldukça dirençli olduğu ve uzun ömürlü kullanım için avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu kaplamalar hasar görmesi istenmeyen yüzeylere uygulanması halinde, aşınma kaynaklı oluşacak hasarları minimuma indirmektedir. Aşınmaya karşı en dirençli malzemenin mineral dolgulu olan Epoksi 2 olduğu sonucuna varılmıştır. Uzun aşınma sürelerinde ve kuvvet artışlarında minimum kütle kaybı görülmüştür. Aşınmaya karşı dirençli yüzeyler oluşturmak için uygulanabilir. %10 B<sub>4</sub>C partikülü katkısının Epoksi 1 üzerinde olumlu etkisi olmuştur. Uzun süre aşınmaya maruz kalacak yüzeylerde alternatif olarak önerilebilir.

#### KAYNAKÇA

1. **Symonds, N., Mellor, B.G.** 1999. "Polymeric coatings for impact and wear resistance", *Wear*, 225-229, 111-118.
2. **Xu, Y.M., Mellor, B.G.** 2003. "A comparative study of the wear resistance of thermoplastic and thermoset coatings", *Wear*, 255, 722-733.
3. **Xing, X.S., Li, R.K.Y.** 2004. "Wear behavior of epoxy matrix composites filled with uniform sized sub-micron spherical silica particles", *Wear*, 256, 21-26.



4. **Kanchanomai, C., Noraphaiphaksa, N., Mutoh, Y.** 2011. "Wear characteristic of epoxy resin filled with crushed-silica particles", *Composites Part B: Engineering*, 42, 1446- 1452.
5. **Shi, G., Zhang, M.Q., Ronga, M.Z., Wetzel, B., Friedrich, K.** 2004. "Sliding wear behavior of epoxy containing nano- $\text{Al}_2\text{O}_3$  particles with different pretreatments", *Wear*, 256, 1072-1081.
6. **Li, X., Gao, Y., Xing, J., Wang, Y., Fang, L.** 2004. "Wear reduction mechanism of graphite and  $\text{MoS}_2$  in epoxy composites", *Wear*, 257, 279-283.
7. **Wetzel, B., Rosso, P., Hauptert, F., Friedrich, K.** 2006. "Epoxy nanocomposites – fracture and toughening mechanisms", *Engineering Fracture Mechanics*, 73(16), 2375-2398.
8. **Kim, S.S., Lee, H.G., Lee, D.G.** 2007. "The tribological behavior of polymer coated carbon composites under dry and water lubricating conditions", *Composite Structures*, 77 (3), 364-372.
9. **McCook, N.L., Burris, D.L., Kim, N.H., Sawyer, W.G.** 2007. "Cumulative damage modeling of solid lubricant coatings that experience wear and interfacial fatigue", *Wear*, 262, 1490-1495.
10. **Amiriyani, M., Alamdari, H. D., Blais, C., Savoie, S., Schulz, R., Gariépy, M.** 2015. "Dry sliding wear behavior of  $\text{Fe}_3\text{Al}$  and  $\text{Fe}_3\text{Al}/\text{TiC}$  coatings prepared by HVOF", *Wear*, 342-343, 154-162.
11. **Srinivas, K., Bhagyashekar, M.S.** 2014. "Wear behaviour of epoxy hybrid particulate composites", *Procedia Engineering*, 97, 488-494.
12. **Abenojar, J., Martínez, M. A., Velasco, F., Pascual-Sánchez, V., Martín-Martínez, J. M.** 2009. "Effect of boron carbide filler on the curing and mechanical properties of an epoxy resin", *The Journal of Adhesion*, 85(4,5), 216-238.
13. **Bello, J.O., Wood, R.J.K.** 2009. "Wireline wear resistance of filled and unfilled polymeric coatings for downhole applications", *Wear*, 267, 661-668.
14. **Basavarajappa, S., Ellangovan, S.** 2012. " Dry sliding wear characteristics of glass-epoxy composite filled with silicon carbide and graphite particles", *Wear*, 296, 491- 496.
15. **Kumar, V., Sinha, S.K., Agarwal, A.K.** 2017. "Tribological studies of epoxy composites with solid and liquid fillers", *Tribology International*, 105, 27-36.
16. **Jakab, B., Panaitescu, I., Gamsjäger, N.** 2021. "The action of fillers in the enhancement of the tribological performance of epoxy composite coatings", *Polymer Testing*, 100.
17. **Tahir, N.A.M., Abdollah, M.F.B, Hasan, R., Amiruddin, H.** 2016. "The effect of sliding distance at different temperatures on the tribological properties of a palm kernel activated carbon-epoxycomposite", *Tribology International*, 94, 352-359.



18. **Lan, P., Gheisari, R., Meyer, J.L., Polycarpou, A.A.** 2018. “Tribological performance of aromatic thermosetting polyester (ATSP) coatings under cryogenic conditions”, *Wear*, 398-399, 47-55.
19. **Avilés, M.D., Jiménez N. Saurín, A.E., Carrión, F.J., Sanes, J., Bermúdez, M.D.** 2018. “Tribological characterization of epoxy coatings modified with ionic liquids and graphene”, *Tribology International*, 149.
20. **Taşyürek, M., Düzcukoğlu, H.** 2022. “Epoksi reçinesinin bor karbür takviyeli aşınma davranışının iyileştirilmesi”, *İran Polym*, 31, 169–184.
21. **Yalnız, E.T.** 2022. “Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Tribolojik Özelliklerinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
22. **Kan, W.H., Chang, L.** 2021. “The mechanisms behind the tribological behaviour of polymer matrix composites reinforced with TiO<sub>2</sub> nanoparticles”, *Wear*, 474-475.
23. **Medabalimi, S.R., Ramesh, M.R., Kadoli, R.** 2021. “Developing partially oxidized NiCr coatings using the combined flame spray and plasma spray process for improved wear behaviour at high temperature”, *Wear*, 478-479.
24. [https://www.weicon.com.tr/media/pdf/17/f6/60/TDS\\_10300005\\_TR\\_WEICON\\_WR.pdf](https://www.weicon.com.tr/media/pdf/17/f6/60/TDS_10300005_TR_WEICON_WR.pdf)
25. [https://www.weicon.com.tr/media/pdf/34/75/56/TDS\\_10150005\\_TR\\_WEICON\\_F.pdf](https://www.weicon.com.tr/media/pdf/34/75/56/TDS_10150005_TR_WEICON_F.pdf)
26. **ASTM G99-17.** 2017. “Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus1”, American Society for Testing and Materials.

## 2022 YILI MAKALE DİZİNİ

TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından ülke sanayisinin, toplumun, Odamıza üye olan meslek disiplinlerinin ve meslektaşlarımızın ihtiyaçlarını karşılamak üzere 1957'den bugüne değin yayımlanan Mühendis ve Makina Dergisi'nde 2022 yılında yer alan makalelerin dizinini siz değerli okurlarımızla paylaşıyoruz. 3 aylık periyotlar ile yayımlanan, ülkemizin konusunda önde gelen dergilerinden olan Mühendis ve Makina, yeni teknolojileri, bilimsel araştırma ve inceleme konularını ve mühendisliğe ilişkin birikimleri sayfalarına taşıyarak Oda üyelerine ve ilgili kesimlere bu birikimlerini ulaştırma çabasıdadır. Dergimizde üniversiteler ve bilim-araştırma kurumlarından gelen makalelerin yanı sıra, çeşitli sektörlerden gelen uygulamaya yönelik makalelere de yer verilmektedir.

2022 yılında dergimize makale gönderen bütün yazarlara teşekkür eder, 2023 yılında da değerli katkılarını bekleriz.

### OCAK-MART 2022 706. SAYI

#### Rüzgâr Türbinlerinde Kullanılan Farklı Kanat Profillerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

*Numerical Investigation of Different Blade Profiles Used in Wind Turbines*

Cevahir TARHAN, Mehmet Ali ÇİL

#### Crashworthiness Performance of Al6061 Tubes with Stiffened Quatrefoil Sections under Axial and Oblique Impact Conditions

*Güçlendirilmiş Dört Folyo Kesitli Al6061 Tüplerinin Eksenel ve Eğik Darbe Koşulları Altında Çarpışma Dayanıklılık Performansı*

İbrahim KOCABAŞ, Haluk YILMAZ

#### CNC Kumaş Kesim Makinesindeki Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi ve Kesici Bağlantı Uzunluklarının Performansa Etkisi

*Kinematic Analysis of Crank-Connecting Mechanism in CNC Fabric Cutting Machine and Effects of Connection Lengths on Performance*

Gürcan ATAÖK, Sezgin BALCI

#### Hastaneler İçin Diğer Binalara Göre Farklı Enerji Verimliliği Uygulamaları

*Particular Energy Efficiency Applications for Hospitals Compared to Other Buildings*

Mustafa Zeki YILMAZOĞLU



## Örtüşme Oranının S-Rotor Rüzgâr Türbini Performansı Üzerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi

*Numerical Investigation of the Effect of Overlap Ratio on S-Rotor Wind Turbine Performance*

Emre VARIŞ, Cemil YİĞİT

## Tel Ark Eklemeli İmalat: Son Gelişmeler ve Değerlendirmeler

*Wire Arc Additive Manufacturing (WAAM): Recent Developments and Prospects*

Serkan GÜLER, H. Tarık SERİNDAG, Gürel ÇAM

## Gaz Tungsten Ark Kaynaklı 9Ni Kriyojenik Çelik Bağlantının İyçapı ve Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi

*Determination of Microstructural and Mechanical Properties of Gas Tungsten Arc Welded 9Ni Cryogenic Steel Joint*

H. Tarık SERİNDAG, Cemal TARDU,  
İshak Özer KIRÇIÇEK, Gürel ÇAM

## Balıkesir'in Erdek İlçesi için Şebeke Bağlantılı Hibrit Enerji Sistemi Fizibilite

### Çalışması ve Ekonomik Analizi

*Feasibility Study and Economic Analysis of On Grid Hybrid Energy System for Balıkesir Province Erdek*

Aykut Fatih GÜVEN, Mertcan Kubilay METE

## Duyulur Isıl Enerji Depolama Sistemlerinin Enerji Yönünden İncelenmesi

*Investigation of Sensible Thermal Energy Storage Systems in Terms of Energy*

Deniz YILDIRIM YALÇINKAYA,

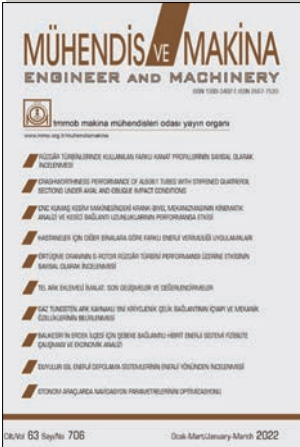
Hüseyin GÜNERHAN,

Arif HEPBAŞLI, Hourieh BAYRAMIAN

## Otonom Araçlarda Navigasyon Parametrelerinin Optimizasyonu

*Optimization of Navigation Parameters in Autonomous Vehicles*

Ege YILMAZ, İsmail OVALI



JANUARY-MARCH 2022 NO: 706

## NİSAN-HAZİRAN 2022 707. SAYI

**Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Farklı Eriyik Çiftleri ile Termodinamik Analizi***Thermodynamic Analysis of Solar Sourced Absorption Refrigeration System With Different Working Pairs***Ali Haydar GÜNDÜZ, Canan CİMŞİT****Soğuk Hava Odasında Evaporatör Yerleşiminin Depo Ürünlerine Etkisinin CFD Analizi***CFD Analysis of the Effect of Evaporator Placement on Warehouse Products In A Cold-Storage Depot***Fevzi BALKAN, Ayşe Bilgen AKSOY****Dizel Bir Motorun Soğutma Sisteminde Nano-Akışkan Kullanımının Soğutmaya Etkisinin Teorik Analizi***Theoretical Analysis of the Effect of Nano-Fluid Usage on Cooling in the Cooling System of a Diesel Engine***Kemal BİLEN, Hakan Zafer KIZILKAYA, Nazlı Hazal KIZILKAYA****Yenilenebilir Enerji Yatırımlarının Finansmanında Yeşil Tahvillerin Kullanımı***Use of Green Bonds in the Financing of Renewable Energy Investments***Mustafa ÖZCAN, Sefa Merve DÜRMUŞOĞLU****Experimental and Theoretical Investigation of Drying Pineapple By Natural Means***Doğal Yollar ile Ananasın Kurutulmasının Deneysel ve Teorik Olarak Araştırılması***Hevi Gizem TEKDAL, Adem YILMAZ, Ayla DURMUŞ****Merkezi Klima Santrallerindeki Plakalı Difüzörlerin Akış Alanına ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal İncelenmesi***Numerical Investigation of the Effects of Plate Diffusers in Central Air Handling Units on Flow Field and Pressure Drop***Kerim SÖNMEZ, Yücel ÖZMEN****Farklı Bağ Kaplama Uygulamalarının Yüksek Sıcaklık ve Katı Partikül Erozyon Aşınmasına Etkisi***The Effect of Different Overlay Coating Applications on High Temperature and Solid Particle Erosion Wear***Musa DEMİRCİ, Mehmet BAĞCI****UV-C Işınlı Hava Dezenfeksiyon Cihazının Patojenler Üzerine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi***Experimental Investigation of the Effects of UV-C Irradiation Air Disinfection Device on Pathogens***Ahmet Kutsal ERDOĞAN, Oğuz DALKIRAN,****Mustafa ÖZDEMİR****Ticari Yolcu Otobüsünün Yorulma Ömürlerinin Sanal Analizler ile Belirlenmesi***Determining The Fatigue Life of Commercial Passenger Bus With Virtual Analysis***Ahmet Salih YILMAZ, Erol ÇİFCİ, Kemal DEMİR,****Ahmet Alperen ÇAKMAK, Önder TÜRKAN****Elektrik Direnç Nokta Kaynak Parametrelerinin TWIP/Martenzitik Çeliklerin Kaynağında Porozite Oluşumuna Etkisi***Effect of Resistance Spot Welding Parameters on Porosity Formation of the TWIP/Martensitic Steel Joints***Fatih ÖZEN, Erдің İLHAN, Salim ASLANLAR****Fotovoltaik Panel Yüzey Sıcaklığının Denizli İli için Çıkış Gücü ve Verim Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi***Investigation of the Effect of Photovoltaic Panel Surface Temperature on Output Power and Efficiency in Denizli***Şengül GÜVEN**

APRIL-JUNE 2022 NO: 707



## TEMMUZ-EYLÜL 2022 708. SAYI

### **Yol Kaynaklı Titreşimlerin Taşınan Ürün Üzerindeki Etkilerinin Canlandırılması İçin Bir Test Ekipmanı Konseptinin Geliştirilmesi**

*Development of A Test Equipment Concept For Reviewing The Effects of Road Generated Vibrations on the Transported Product*  
**Serdar Murat DEMİREL**

### **İnsansız Hava Araçlarında Kullanılan Turbo Dizel Bir Havaçılık Motorunun Enerji, Ekserji ve Ekserjiekonomik Performansının Değerlendirilmesi**

*Energy, Exergy and Exergoeconomic Performance Assessments Of A Turbo Diesel Aviation Engine Used On Unmanned Air Vehicles*  
**Özgür BALLI**

### **Metal ve Alaşımlarda Toplam Karbon (C) ve Toplam Kükürt (S) Tayini, MetotValidasyonu ve Ölçüm Belirsizliği**

*Determination Of Total Carbon (C) and Total Sulfur (S) In Metals and Alloys, Method Validation and Measurement Uncertainty*  
**Fatih TURAN, Sezai ŞEN, Caner TULGAR, Ziya ÇOBAN**

### **A Survey on Post-Weld Modification of Microstructural and Mechanical Properties of GTAWed Aluminum Butt Joints Through FSP and T6 Heat Treatment**

*Tig Alın Kaynaklı Alüminyum Birleştirmelerin Mikroyapı ve Mekanik Özelliklerinin SKP ve T6 Isıl İşlemi Yoluyla Kaynak Sonrası Modifikasyonu Üzerine Bir Araştırma*

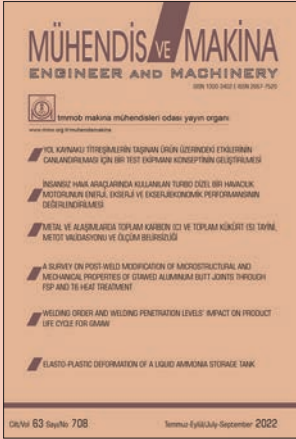
**Gökçe Mehmet GENÇER, Coşkun YOLCU, Fatih KAHRAMAN**

### **Welding Order and Welding Penetration Levels' Impact on Product Life Cycle For GMAW**

*Gaz Altı Ark Kaynağı Prosesinde Kaynak Sırası ve Kaynak Penetrasyon Seviyesinin Ürün Ömrüne Etkileri*  
**Ceren BİLGİLİ, Sibel UYGUN, Gizem YILMAZ**

### **Elasto-Plastic Deformation of a Liquid Ammonia Storage Tank Bir Sıvı Amonyak Depolama Tankının Elasto-Plastik Deformasyonu**

**Göksel SARAÇOĞLU**



JULY-SEPTEMBER 2022 NO: 708





## EKİM-ARALIK 2022 709. SAYI

**Türkiye'deki Farklı İller İçin Şebekeye Bağlı Arazi ve Çatı Tipi Lisanssız Fotovoltaik**

**Güç Santrallerinin Tekno-Ekonomik Analizi**

*Techno-Economic Analysis of Grid-Connected Rooftop and Land Types of Unlicensed Photovoltaic Power Plants For Different Cities in Turkey*

**Celalettin BAKIR, Ahmet YILANCI**

**Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformlarında Difüzyon-Konveksiyon**

**Proseslerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modellemesi**

*Computational Fluid Dynamics Modeling of Diffusion-Convection Processes on Dynamic Microfluidic Cell Culture Platforms*

**Ece YILDIZ ÖZTÜRK**

**Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres**

*Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres*

**Murat ÖTKÜR, Ali DİNÇ**

**Investigation of the Effect of Loading on Fatigue Life by Comparing Strain Gauge Measurements and Finite Element Analysis Under Gradually Increasing Load in An Axle Housing**

*Bir Diferansiyel Kovanında Kademeli Artan Yükleme Koşulları Altında Gerinin Ölçer Ölçümleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Kıyaslanarak Yükleminin Yorulma Ömrüne Etkisinin İncelenmesi*

**Tuğçe ALTINKAYA, Olcay DAĞCI, Fatma DİLAY AKSOY, Mehmet Onur BALCI**

**Kondensatörlerin Enerji Verimliliğine Etkileri ve Enerji Maliyet Analizi:**

**Bir Tekstil Firması Örneği**

*Impact of Steam Traps On Energy Efficiency and Energy Cost Analysis: The Case of a Textile Factory*

**Hakan KAVAK, Nimeti DÖNER**

**Eccentricity in a Horizontal Latent Thermal Energy Storage Unit: Effects of Inner Tube Geometry**

*Bir Yatay Gizli Isıl Enerji Depolama Biriminde Eksantriklik: İç Boru Geometrisinin Etkileri*

**Özgür BAYER**

**Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi**

*Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser*

**Karani KURTULUŞ**

**Parabolik Oluk Güneş Toplayıcılarının Simülasyonu ve Anlık Isıl Performanslarının İncelenmesi**

*Simulation of Parabolic Trough Solar Collectors and Investigation of Instant Thermal Performance*

**Abdulvahap YİĞİT, Nurullah ARSLANOĞLU**

**Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Aşınma Davranışlarının İncelenmesi**

*Investigation of Wear Behaviour of Epoxy-Based Polymeric Coatings*

**Elif Tuğçe YALNIZ, Tezcan ŞEKERCİOĞLU, Ahmet Can YILDIZ**



OCTOBER-DECEMBER 2022 NO: 709



## 2022 YILINDA DERGİMİZ İÇİN MAKALE DEĞERLENDİREN HAKEMLER

Abdullah Mevlüt MUTLUEL

Ahmet ÇAĞLAR

Ahmet Fatih YURAN

Ahmet YILANCI

Ahmet YÜCEL

Ali Murat ATEŞ

Andaç Batur ÇOLAK

Arif Emre ÖZGÜR

Arslan KAPTAN

Asım Sinan KARAKURT

Atakan TANTEKİN

Ayşe Nur ESEN

Aziz Armağan ARICI

Bahadır Erman YÜCE

C. Oktay AZELOĞLU

Cem BOĞA

Cemal MERAN

Cemalettin AYGÜN

Çağlar ÜÇLER

Dilek Nur ÖZEN

Ersin ÜNAL

Eylem YILMAZ ULU

Fatih ÇOLAK

Fatma Nazlı ÖZSOLAK

Fikret POLAT

Gürel ÇAM

Hasan YAMIK

Haydar KEPEKÇİ

Hayri ŞEN

Levent BİLİR

Mahmut Adil YÜKSELEN

Mehmet Akif Akif KOÇ

Melih BELEVİ

Muhammed Arslan Omar

Murat MAYDA

Doğuş Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu

Akdeniz Üniversitesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Ege Üniversitesi

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

BOTAŞ International A.Ş.

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Yıldız Teknik Üniversitesi

Adana Alparslan Türkeş Bil. ve Tek. Üniv.

İstanbul Bilgi Üniversitesi

Kocaeli Üniversitesi

Bitlis Eren Üniversitesi

Yıldız Teknik Üniversitesi

Adana Alparslan Türkeş Bil. ve Tek. Üniv.

Pamukkale Üniversitesi

Karadeniz Teknik Üniversitesi

Özyeğin Üniversitesi

Necmettin Erbakan Üniversitesi

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi

Pamukkale Üniversitesi

Uşak Üniversitesi

Erciyes Üniversitesi

Düzce Üniversitesi

İskenderun Teknik Üniversitesi

Bilecik Üniversitesi

Nişantaşı Üniversitesi

Trakya Üniversitesi

Yaşar Üniversitesi

İstanbul Teknik Üniversitesi

Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Dokuz Eylül Üniversitesi

Kafkas Üniversitesi

Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi



Nurettin Furkan DOĞAN  
Onur Özdal MENGİ  
Osman SİMAV  
Öner ATALAY  
Özer GÖKTEPE  
Özgün SUNAR  
Serkan APAY  
Taha Tuna GÖKSU  
Tamer SARAÇYAKUPOĞLU  
Tamer TÜRKÜCÜ  
Tevfik KÜÇÜKÖMEROĞLU  
Vedat ÖZYAZGAN  
Vedat TAŞKIN  
Mehmet TUNÇ  
Şefik BİLİR  
Babak SAFAEI  
Cemal KOÇHAN  
Aykut Fatih GÜVEN  
Erdem ALIÇ  
Mohammad ALBABA  
Tezcan ŞEKERCİOĞLU  
Mustafa GÜNAYDIN  
Abdullah Engin ÖZÇELİK  
Bilge ALBAYRAK ÇEPER  
Cem SORUŞBAY  
Hüseyin Emre DOĞAN  
Ali Çınar

Gaziantep Üniversitesi  
Giresun Üniversitesi  
Beykent Üniversitesi  
Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi  
Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi  
Eskişehir Teknik Üniversitesi  
Düzce Üniversitesi  
Adıyaman Üniversitesi  
İstanbul Gelişim Üniversitesi  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Karadeniz Teknik Üniversitesi  
İstanbul Aydın Üniversitesi  
Trakya Üniversitesi  
Bingöl Üniversitesi  
Konya Teknik Üniversitesi  
Eastern Mediterranean University  
Dokuz Eylül Üniversitesi  
Yalova Üniversitesi  
Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi  
Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi  
Pamukkale Üniversitesi  
Karadeniz Teknik Üniversitesi  
Selçuk Üniversitesi  
Erciyes Üniversitesi  
İstanbul Teknik Üniversitesi  
Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi  
Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

*2022 yılında Mühendis ve Makina dergisine katkılarından dolayı uzmanlarımıza teşekkür ederiz.*

# MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ YAZIM ESASLARI

**Mühendis ve Makina** dergisi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından, ülke sanayisinin, toplumun, Odamıza üye meslek disiplinlerinin ve meslektaşlarımızın bilimsel, teknik ve mesleki konularda bilgi gereksinimlerini karşılamak, bilimsel ve teknik yönde gelişimlerine katkıda bulunmak üzere düzenli 3 aylık periyotlarla yayımlanan mesleki teknik bir yayın organıdır. "Mühendis ve Makina Dergisine" makina mühendisliği alanında aşağıda nitelikleri açıklanmış yazılar Türkçe ve İngilizce olarak kabul edilmektedir.

**Araştırma Makalesi:** Orijinal bir araştırmayı bulgu ve sonuçlarıyla yansıtan yazılardır. Çalışmanın bilime katkısı olmalıdır.

**Tarama Makalesi:** Yeterli sayıda bilimsel makaleyi tarayıp, konuyu bugünkü bilgi ve teknoloji düzeyinde özetleyen, değerlendirme yapan ve bulguları karşılaştırarak yorumlayan yazılardır.

## SUNUŞ FORMATI

1. Yazı tümüyle (metin, çizelgeler, denklemler, çizimler) bilgisayarda düzenlenmeli ve baskıya hazır biçimde teslim edilmelidir. Yazı, A4 (210x297 mm) boyutlu kağıda, Word ortamında, 10 punto (ana başlık 15 punto) Times New Roman font kullanılarak, bir aralıkla yazılmalıdır.
2. Çizimler (şekiller) ve çizelgelerle (tablolar) birlikte, makaleler 25 sayfadan, kısa bildiriler 4 sayfadan daha uzun olmamalıdır.
3. Yazı, Online Makale Yönetim Sistemi (OMYS) üzerinden gerekli kayıtlar oluşturularak gönderilmelidir. Yüklenen makale, "makale adının ilk 2 ya da 3 kelimesi" şeklinde adlandırılmalıdır. OMYS'ye yüklenen makalede yazar bilgileri bulunmamalı, yazar bilgileri için ayrıca bir kapak sayfası oluşturularak sisteme yüklenmelidir. Kapakta makale adı ve yazar iletişim bilgileri (adı soyadı, adresi, e-postası, yazara ait ORCID\* bilgisi varsa akademik unvanı) yer almalıdır.
4. Metin yalın bir dil ve anlatımla yazılmalı, Türkçe yazım kurallarına uygun olmalı, üçüncü tekil şahıs ve edilgen fiiller kullanılmalı, devrik cümleler içermemelidir.
5. Başlık mümkün olduğunca kısa (en çok 100 harf) ve açık olmalı, içeriği yansıtabilmelidir. İngilizce başlıktaki kelimeler ilk harfleri büyük ve gramer kurallarına uygun şekilde yazılmalıdır.
6. Bölümler (i) öz ve anahtar kelimeler, (ii) abstract ve keywords (İngilizce başlık, öz ve anahtar kelimeler), (iii) ana metin, (iv) semboller, (v) teşekkür (gerekliyse) ve (vi) kaynaklar sırası içinde düzenlenmelidir.
7. Öz (ve abstract) çalışmanın amacını, kapsamını, yöntemini ve ulaşılan sonuçları kısaca tanımlamalı ve 100 kelimeyi aşmamalıdır. En az üç tane Türkçe ve İngilizce anahtar kelime verilmelidir. Türkçe ve İngilizce Başlık, Öz (abstract) ve anahtar kelimeler (keywords) birinci sayfaya sığdırılmalı ve ana metin ikinci sayfadan başlatılmalıdır.
8. Bölüm ve alt bölüm başlıkları numaralandırılmalıdır (TS 1212 ISO 2145).
9. Semboller uluslararası kullanıma uygun seçilmeli; her bir sembol ilk kullanıldığı yerde tanımlanmalı, ayrıca metnin sonunda (Kaynaklardan önce) tüm semboller alfabetik sırayla (önce Latin alfabesi, sonra Yunan alfabesi) listelenmelidir.
10. Denklemler numaralandırılmalı ve bu numaralar satır sonunda parantez içinde gösterilmelidir.
11. Fotoğraflar tarayıcıdan geçirilerek çözünürlüğü en az 300 dpi olacak şekilde ve jpeg formatında bilgisayar ortamına aktarılmalıdır. Çizelgeler, çizimler ve fotoğraflar metin içine yerleştirilmeli, her birine numara ve başlık verilmeli, numara ve başlıklar çizim (şekil) ve fotoğrafların altına, çizelgelerin (tablo) üstüne yazılmalıdır.

12. Yazılarda yalnızca SI birimleri kullanılmalıdır.
13. Etik kuralları gereğince, alıntılar tırnak içinde verilmeli ve bir referans numarasıyla kaynak belirtilmelidir.
14. Teşekkür metni olabildiğince kısa olmalı, çalışmaya katkısı ve desteği bulunan kişi ve kuruluşlar belirtilmelidir.
15. Kaynaklar metinde köşeli parantez içinde numaralanmalı ve kaynaklar listesinde metin içinde verilmiş sırasına uygun biçimde belirtilmelidir. Kaynaklarda şu bilgiler verilmelidir:
  - Kaynak bir makale ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “makalenin tam başlığı,” derginin adı, cilt, sayı, başlama ve bitiş sayfaları.
  - Örnek 1:** Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.14-43.
  - Örnek 2:** Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "A Design Review For Heat Exchangers," Engineer and Machinery, vol. 54, no. 644, p.14-43.
  - Kaynak bir kitap ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yayınlandığı yıl. kitabın adı, varsa cilt numarası, varsa editörü, yayın veya ISBN no, yayın evi, yayımlandığı yer.
  - Örnek:** Lazzarin, R., Nalini, L. 2013. Havanın Nemlendirilmesi, ISBN: 978-605-01-0441-7, MMO/599, TMMOB MMO Yayını, İzmir.
  - Kaynak bildiri ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “bildirinin adı,” konferansın adı, tarihi, yapıldığı yer.
  - Kaynak tez ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi. yıl. “tezin adı,” derecesi, sunulduğu kurum, şehir.
  - Kaynak rapor ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. raporun adı, türü, yayın numarası, kuruluşun adı, yayımlandığı yer.
  - Kaynak internet adresi ise:** Yazarın soyadı, adının baş harfi., diğer yazarlar. yıl. “yazının adı,” internet bağlantısı, son erişim tarihi.

\* Bilindiği üzere, araştırmacı, bilim insanı ve akademisyenlerin bilimsel çalışmalarındaki isim/kurum benzerliklerinden kaynaklanan bazı sorunların önüne geçilebilmesi amacıyla araştırmacı kimlik numaraları kullanılmaktadır. TÜBİTAK ULAKBİM ve YÖK arasındaki işbirliği ile yürütülen çalışmalar kapsamında, ORCID bilgisinin kullanılması karar verilmiştir. Bu bağlamda, makale yazarlarının uluslararası geçerliliği de bulunan “ORCID” bilgisine makalelerde yer verilmesi gerekmektedir. ORCID, Open Researcher ve Contributor ID’nin kısaltmasıdır. ORCID, Uluslararası Standart Ad Tanımlayıcı (ISNI) olarak da bilinen ISO Standardı (ISO 27729) ile uyumlu 16 haneli bir numaralı bir URL’dir. <http://orcid.org> adresinden bireysel ORCID için ücretsiz kayıt oluşturabilirsiniz.

## YAYIN İLKELERİ

1. Yazıların telif hakkı devri, dergi internet sayfasında sunulan form doldurulup imzalanmak suretiyle alınır. İmzalı *Telif Hakkı Devir Formu*'nu göndermeyen yazarların yayınları değerlendirmeye alınmaz.
2. Yazılar, DergiPark sistemi <https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendismakina> üzerinden alınmaktadır. Her yazı, konusuyla ilgili en az iki hakem tarafından değerlendirilir. Hakem görüşlerinde belirtilen eksikler yazarlar tarafından tamamlandıktan sonra, dergide yayımlanabilecek nitelikte olanlar belirlenir ve yazara bilgisi verilir. Dergide basıldığı haliyle makale içinde bulunabilecek hataların sorumluluğu yazarlara aittir.
3. Yazar isimleri hakemlere bildirilmediği gibi, yazar/lar/a yazının hangi hakemlere gönderildiği de hiç bir şekilde bildirilmez. Yayınlanmayan yazılar istenildiğinde hakem raporlarıyla birlikte hakem isimleri belirtilmeden yazar/lar/a geri gönderilir.
4. Yayın Kurulu hakemlerden gelen eleştiriler doğrultusunda yazının derginin bir başka bölümünde yayımlanmasının uygun olduğuna karar verebilir ve bu kararı yazar/lar/ın onayına sunar. Yazar/lar/ın da uygun görmesi durumunda, yazı önerilen bölümde yayımlanır.
5. Dergiye gönderilen yazıların 'Yazım Esasları'na uygun olması gerekir. Esaslara uygunluk göstermeyen yazılar değerlendirmeye alınmadan yeniden düzenlenmesi için yazar/lar/a iade edilir.
6. Yayımlanan yazılar için yazar/lar/a ve değerlendirme yapan hakemlere derginin o sayısından birer kopya gönderilir.
7. Verilen süre içinde kendisine gönderilen yazıyı değerlendirmeyen ve dergi yayınında aksamaya neden olan hakemin, Yazı Değerlendirme (Hakem) Kurulu üyeliği gözden geçirilir.
8. Yayın Kurulu, gerekli gördüğü durumlarda yeni Yazı Değerlendirme (Hakem) Kurulu üyeleri atayabilir.
9. Araştırma ve tarama makalelerindeki görüşler yazarına, çevirilerden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.
10. Yazılar başka süreli yayınlarda yayımlanmamış olmalıdır. Herhangi bir toplantıda tebliğ olarak sunulmuş veya sunulacak ise bu açık olarak belirtilmelidir.
11. Hakem değerlendirme raporuna katılmayan yazar makalesini geri çekme hakkına sahiptir. Ancak geri çekme gerekçesini yazılı olarak yayın kuruluna sunmalıdır.
12. Dergideki yazılardan kaynak göstererek alıntı yapılabilir.
13. Yazılar için telif ücreti ödenmemektedir.
14. Yazılar araştırma ve yayım etiğine uyumlu hazırlanmalıdır. Etik kurallara aykırı davranışlarda (uydurma, çarpıtma, aşırma, tekrar yayım, dilimleme, destekleyen kuruluşu belirtmeme, haksız yazarlık, kaynak göstermeme vb.) bulunulmamalıdır.
15. Makalenin konusu ile ilgili şartlar;

Makalenin konusu TMMOB Genel Kurul ve Yönetim Kurulu kararlarıyla TMMOB Makina Mühendisleri Odasına kayıtlı mühendislik disiplinlerinin çalışma alanı ile ilgili olmalıdır.

“Makina, Uçak, Havacılık, Uzay, Mekatronik, Sistem, İmalat, Üretim, Üretim Tekniği, Üretim Sistemleri, Otomotiv, Endüstriyel Tasarım, Enerji Sistemleri, Makina ve İmalat ile Raylı Sistemler Mühendisliği

# ABOUT ENGINEER AND MACHINERY JOURNAL AND ITS WRITING PRINCIPLES

**Engineer and Machinery Journal** is a vocational and technical publication that is published on a quarterly basis and aims at providing our country's industry, society, and disciplines and colleagues who are members of Chamber with their scientific, technical and vocational knowledge needs, as well as to contribute to their scientific, and technical development. The English and Turkish articles on mechanical engineering field with the following qualities written in the format stated below are accepted to "Engineers and Machinery Journal".

**Research Article:** It must reflect an authentic research with its findings and results. The research must contribute to science.

**Literature Review Article:** They must review an adequate number of scientific articles, summarize and evaluate the subject according to current knowledge and technological level, and compare their findings before interpreting them.

## PRESENTATION FORMAT

1. The whole article (text, tables, equations, drawings) must be typed and arranged on computer and delivered as ready for publication. The article must be written on an A4 (210x297 mm) paper, via Word MS, in 10 font size (heading must be in 15 font size) of Times New Roman with single space.
2. Articles including their drawings and tables must not exceed 25 pages and short papers must not exceed 4 pages.
3. Articles must be sent via registration on Online Article Management System (OMYS). The uploaded article must be named as "article\_the first 2 or 3 words of the title of article". The articles uploaded on OMYS should not contain any information about the author. The information about the author must be presented in a separate cover page, which must be also uploaded on the system. The cover page must demonstrate the name of the article and contact information of the author (name, surname, address, e-mail, academic title if there is one).
4. The article must be written in a plain language and style. It must comply with the spelling rules of the language used; third-person singular and deponent verbs must be used, whereas; inverted sentences must not be employed.
5. The title of the article must be clear and as short as possible (100 characters to the maximum) and also reflect the content. The first letters of English titles must be in capitals and titles must be written according to grammatical rules.
6. Chapters must be arranged in the following order: (i) abstract and keywords (in Turkish), (ii) abstract ve keywords (in English), (iii) main text, (iv) symbols, (v) acknowledgment (if necessary), and (vi) references.
7. Abstract must briefly define the objective, scope, method, and results of the study and must not exceed 100 words. At least three English and Turkish keywords must be provided. The first page must include the title in both Turkish and English, the abstract, and keywords; the main text must start from the second page.
8. The titles of chapters and sub-chapters must be numbered (TS 1212 ISO 2145).
9. Symbols must be employed according to international use; each symbol must be defined at their first use

in the text; at the end of the article (before References), all symbols used must be listed in alphabetical order (Latin Alphabet first, Greek alphabet second).

10. Equations must be numbered and these numbers must be indicated in parentheses at the end of line.
11. Photographs must be scanned, and transferred to computers in jpeg format with a resolution of 300 dpi at least. Drawings, tables, and photographs must be integrated into the text; each of them must be given a number and title; numbers and titles must be written under drawings (figures) and photographs, and above tables.
12. Only SI units must be used in articles.
13. As required by ethical rules, citations must be presented in quotes and its reference must be demonstrated via a reference number.
14. Acknowledgments must be as brief as possible and state the people and institutions having contributed to the study.
15. References must be numbered via brackets in the text; in the list of references, they must be indicated according to their order in the text. The references must include the following information:

**If reference is an article:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "full title of the article," name of the journal, volume, issue, start and end page.

**If reference is a book:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year of publication. name of the book, volume number (if available), editor (if available), publication or ISBN no, publishing house, place of publication.

**If reference is a paper:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the paper," name of the conference, date, place.

**If reference is a thesis:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the thesis," degree, presented institution, city.

**If reference is a report:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. name of the report, type of the report, publication number, name of the institution, place of publication.

**If reference is a website:** Author's surname, initial of his/her name., other authors. year. "name of the article," internet address, last date of access.day.month.year



## PRINCIPLES OF PUBLICATION

1. The copyrights of articles are transferred by signing the form presented on the website of the journal. The articles of authors, who have not signed and sent the Form for Transfer of Copyrights, will not be taken into consideration.
2. Each article is sent to at least two arbitrators, who are experts in the subject of article. After authors revise their articles based on the suggestions of arbitrators, the ones that are deemed appropriate to be published on the journal are determined and authors are notified. The final version of articles are organized and sent by authors to the secretary of publication via dergipark. The errors that may be found in the article following its publication are the responsibility of the author.
3. Neither arbitrators are notified of the names of the authors, nor authors are notified of the names of arbitrators. The unpublished articles are sent back to authors with arbitration reports, upon author's request.
4. The Publication Committee may decide that the article be published in another section of the journal, based on the suggestions of arbitrators and may present their decision for the approval of author(s). If also deemed appropriate by author(s), the article is published on the presumed section.
5. The articles sent to the Journal must comply with the 'Principles of Writing'. The articles not complying with these principles will be returned to the author(s) for revision, without being evaluated.
6. A copy of the issue of the journal is sent to the authors of articles published in that issue and the arbitrators who evaluated those articles.
7. The membership to the Article Assessment Committee of the arbitrator, who have not evaluated the article within the due time and thereby caused delay in the publication of the journal, is reviewed.
8. The Publication Committee may appoint new members to the Article Assessment Committee, if/when they deem necessary.
9. The views stated in the research and literature review articles are the responsibility of the author, whereas; the consequences which may result from its translation are the responsibility of the translator.
10. The articles must be not published on any other periodical publications. It should be clearly stated if the articles were presented or are planned to be presented as a paper in any meeting.
11. The author(s), who do not agree with the report of the arbitrators, may withdraw his/her article. However, the author(s) must present the reason behind his/her withdrawal to the publication committee in a written manner.
12. It is allowed to cite the articles published in the journal as long as the source is stated.
13. A royalty (a fee for copyrights) is not paid for articles.
14. Articles must be written according to the ethics of scientific research and publication. Conducts against the ethical rules (fabrication, falsification, plagiarism, republication, salami slicing, excluding the supporting bodies of the work, undeserved authorship, excluding some/all references, etc.) must be avoided.
15. Conditions related to the subject of the article; The subject of the article should be related to the field of study of engineering disciplines registered in TMMOB Chamber of Mechanical Engineers with the decisions of TMMOB General Assembly and Board of Directors.

“Machinery, Aircraft, Aviation, Space, Mechatronics, System, Manufacturing, Production, Production Technique, Production Systems, Automotive, Industrial Design, Energy Systems, Machinery and Manufacturing and Rail Systems Engineering”

Please send your articles via the system at <https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendismakina>, in order to minimize the costs and time loss, which may result from the process of sending articles and evaluation by arbitrators.

<b>Türkiye'deki Farklı İller İçin Şebekeye Bağlı Arazi ve Çatı Tipi Lisanssız Fotovoltaik Güç Santrallerinin Tekno-Ekonomik Analizi</b> <i>Techno-Economic Analysis of Grid-Connected Rooftop and Land Types of Unlicensed Photovoltaic Power Plants For Different Cities in Turkey</i> <b>Celalettin BAKIR, Ahmet YILANCI</b>	<b>560</b>
<b>Dinamik Mikroakışkan Hücre Kültürü Platformlarında Difüzyon-Konveksiyon Proseslerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modellemesi</b> <i>Computational Fluid Dynamics Modeling of Diffusion-Convection Processes on Dynamic Microfluidic Cell Culture Platforms</i> <b>Ece YILDIZ ÖZTÜRK</b>	<b>585</b>
<b>Performance Modelling of Landing Gear and Suspension System of a Flying Car for Landing and Bump Passing Manoeuvres</b> <i>Uçan Arabaların İniş Takımı ve Süspansiyon Sisteminin, İniş ve Engel Geçme Manevraları için Performans Modellemesi</i> <b>Murat ÖTKÜR, Ali DİNÇ</b>	<b>616</b>
<b>Investigation of the Effect of Loading on Fatigue Life by Comparing Strain Gauge Measurements and Finite Element Analysis Under Gradually Increasing Load in An Axle Housing</b> <i>Bir Diferansiyel Kovanında Kademeli Artan Yükleme Koşulları Altında Gerinim Ölçer Ölçümleri ve Sonlu Elemanlar Analizi Kıyaslanarak Yüklemenin Yorulma Ömrüne Etkisinin İncelenmesi</i> <b>Tuğçe ALTINKAYA, Olcay DAĞCI, Fatma Dilay AKSOY, Mehmet Onur BALCI</b>	<b>633</b>
<b>Kondenstopların Enerji Verimliliğine Etkileri ve Enerji Maliyet Analizi: Bir Tekstil Firması Örneği</b> <i>Impact of Steam Traps On Energy Efficiency and Energy Cost Analysis: The Case of a Textile Factory</i> <b>Hakan KAVAK, Nimeti DÖNER</b>	<b>651</b>
<b>Eccentricity in a Horizontal Latent Thermal Energy Storage Unit: Effects of Inner Tube Geometry</b> <i>Bir Yatay Gizli Isıl Enerji Depolama Biriminde Eksantriklik: İç Boru Geometrisinin Etkileri</i> <b>Özgür BAYER</b>	<b>672</b>
<b>Özgün Bir Baca Gazı Kondenserinin Geliştirilmesi ve Deneysel Olarak İncelenmesi</b> <i>Design and Experimental Investigation of Novel Flue Gas Condenser</i> <b>Karani KURTULUŞ</b>	<b>689</b>
<b>Parabolik Oluk Güneş Toplayıcılarının Simülasyonu ve Anlık Isıl Performanslarının İncelenmesi</b> <i>Simulation of Parabolic Trough Solar Collectors and Investigation of Instant Thermal Performance</i> <b>Abdulvahap YIĞIT, Nurullah ARSLANOĞLU</b>	<b>709</b>
<b>Epoksi Esaslı Polimerik Kaplamaların Aşınma Davranışlarının İncelenmesi</b> <i>Investigation of Wear Behaviour of Epoxy-Based Polymeric Coatings</i> <b>Elif Tuğçe YALNIZ, Tezcan ŞEKERCİOĞLU, Ahmet Can YILDIZ</b>	<b>726</b>